

**Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

GRATZA, J. BC. Zvedací náprava TATRA : diplomová práce.

Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 87 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

V rámci diplomové práce vypracujte řešení dané problematiky. Navrhněte řešení odpojení pohonu hnací hřídele zvedané nápravy vozu TATRA, proveďte základní pevnostní výpočty včetně stanovení zvedací síly. Proveďte rovněž návrh náhrady tlumiče pérování zvedacím hydraulickým válcem včetně hydraulického okruhu.

## **ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS**

GRATZA, J. BC. Lifting Axle of TATRA: The Diploma Thesis.

Ostrava : VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machinery and Design, 2012, 87 p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

In the Diploma thesis work of the issue. Suggest a solution the actuator drive shaft axle lifted of TATRA truck, perform basic stress analysis including determination of lifting power. Also make a design of replacement shockers by hydraulic cylinder including hydraulic circuit.

## Seznam použitých značek a symbolů

$F_Z$	[N]	Síla naměřená společností TATRA
$F_{HV}$	[N]	Síla vyvozená hydraulickým válcem
$F_{HVx}$	[N]	Síla vyvozená hydraulickým válcem převedená do osy X
$F_{HVy}$	[N]	Síla vyvozená hydraulickým válcem převedená do osy Y
$F_x$	[N]	Síla rozložená do osy X
$F_y$	[N]	Síla rozložená do osy Y
$F_{KR}$	[N]	Kritická síla
$F_{DOV}$	[N]	Dovolená síla působící na hydraulický válec
$F'$	[N]	Kontrolní síla
$F_{I-I}$	[N]	Síla působící na jeden zub
$F_{I-II}$	[N]	Síla působící na jeden zub
$\beta$	[°]	Úhel působení síly vyvozené hydraulickým válcem
$\gamma$	[°]	Úhel pootočení osy ramene úchyty odpružení
$\alpha$	[°]	Úhel sevřený mezi rameny R a T ve vodorovné poloze
$\alpha_1$	[°]	Úhel sevřený mezi rameny R a T ve vodorovné poloze
$\alpha_2$	[°]	Úhel maximálního rozevření mezi rameny R a T
$\alpha_Z$	[°]	Úhel metrického závitu
$\psi_x$	[°]	Úhel stoupání závitů (x je jmenovitý průměr závitu)
$\varphi'_x$	[°]	Třecí úhel závitů (x je jmenovitý průměr závitu)
$x$	[mm, m]	Vzdálenost mezi deskami pérování
$x_1$	[mm, m]	Minimální vzdálenost mezi deskami pérování
$x_2$	[mm, m]	Maximální vzdálenost mezi deskami pérování
$R$	[mm, m]	Poloměr otáčení pohyblivé desky
$T$	[mm, m]	Poloměr otáčení nepohyblivé desky
$l$	[mm, m]	Rameno, na kterém působí naměřená síla společností TATRA
$l_1$	[mm, m]	Rameno, na kterém působí síla $F_y$
$v$	[mm, m]	Rameno, na kterém působí síla $F_x$

$l_R$	$[mm, m]$	Redukovaná délka
$d$	$[mm, m]$	Průměr pístní tyče
$D_1$	$[mm, m]$	Minimální potřebný průměr mezikruží k zatažení hydraulického válce
$D_3$	$[mm, m]$	Vnější průměr vnitřního válce
$D_5$	$[mm, m]$	Maximální průměr teleskopického hydraulického válce
$d_x$	$[mm, m]$	Jmenovitý průměr závitu (x je jmenovitý průměr závitu)
$d_{2-x}$	$[mm, m]$	Střední průměr závitu (x je jmenovitý průměr závitu)
$d_{3-x}$	$[mm, m]$	Malý průměr závitu (x je jmenovitý průměr závitu)
$D_{1-x}$	$[mm, m]$	Malý průměr matice (x je jmenovitý průměr závitu)
$D_S$	$[mm, m]$	Vnější průměr kulové plochy
$D_M$	$[mm, m]$	Velký průměr mezikruží hrušky
$d_m$	$[mm, m]$	Malý průměr mezikruží hrušky
$d_V$	$[m]$	Průměr výtlačného potrubí
$d_{OD}$	$[m]$	Průměr odpadního potrubí
$D_I$	$[mm]$	Jmenovitý průměr malého evolventního spoje
$d_{a-I}$	$[mm]$	Malý hlavový průměr malého evolventního spoje
$D_{a-I}$	$[mm]$	Velký hlavový průměr malého evolventního spoje
$D_{S-I}$	$[mm]$	Střední průměr malého evolventního spoje
$D_{II}$	$[mm]$	Jmenovitý průměr velkého evolventního spoje
$d_{a-II}$	$[mm]$	Malý hlavový průměr velkého evolventního spoje
$D_{a-II}$	$[mm]$	Velký hlavový průměr velkého evolventního spoje
$D_{S-II}$	$[mm]$	Střední průměr velkého evolventního spoje
$o_S$	$[mm, m]$	Obvod středního průměru hrušky
$l_V$	$[m]$	Délka výtlačného potrubí
$l_{OD}$	$[m]$	Délka odpadního potrubí
$l_P$	$[m]$	Délka zdvihu teleskopického hydraulického válce
$l_{II}'$	$[mm]$	Minimální délka účinné plochy velkého evolventního spoje
$l_{II}$	$[mm]$	Zvolená délka účinné plochy velkého evolventního spoje
$l_I'$	$[mm]$	Minimální délka účinné plochy malého evolventního spoje

$l_l$	$[mm]$	Zvolená délka účinné plochy malého evolventního spoje
$t_1$	$[mm, m]$	Tloušťka stěny vnitřního válce
$t_2$	$[mm, m]$	Tloušťka stěny vnějšího válce
$s$	$[mm, m]$	Tloušťka stěny hrušky
$y$	$[mm, m]$	Strana mezikruží hrušky
$H_M$	$[mm, m]$	Výška mezikruží hrušky
$H_x$	$[mm, m]$	Výška závitu (x je jmenovitý průměr závitu)
$P_x$	$[mm, m]$	Stoupání závitu (x je jmenovitý průměr závitu)
$S$	$[mm^2, m^2]$	Plocha průřezu pístní tyče
$S_1$	$[mm^2, m^2]$	Plocha mezikruží
$S_{MZ}$	$[m^2]$	Plocha mezikruží
$S_P$	$[m^2]$	Plocha pístu
$S_V$	$[m^2]$	Plocha výtlačného potrubí
$S_{OD}$	$[m^2]$	Plocha odpadního potrubí
$S_K$	$[mm^2, cm^2]$	Kontrolní plocha mezikruží
$E$	$[MPa]$	Modul pružnosti v tahu
$R_e$	$[MPa]$	Mez kluzu
$R_m$	$[MPa]$	Mez pevnosti v tahu
$\sigma_T$	$[MPa]$	Tahové napětí v pístní tyči
$\sigma_{TD}$	$[MPa]$	Dovolené tahové napětí
$\sigma_t$	$[MPa]$	Rovnoběžkové napětí
$\sigma_{RED-x}$	$[MPa]$	Redukované napětí v závitu (x je jmenovitý průměr závitu)
$\sigma_x$	$[MPa]$	Tahové napětí v závitu (x je jmenovitý průměr závitu)
$\tau_x$	$[MPa]$	Smykové napětí v závitu (x je jmenovitý průměr závitu)
$p_1$	$[MPa]$	Orientační tlak v obvodu
$p_S$	$[MPa]$	Tlak působící na plochu $S_S$
$p_Z$	$[MPa]$	Tlak v závitu
$p_D$	$[MPa]$	Dovolený tlak, který je přímo úměrný dovolenému tahovému napětí

$p_{DOV}$	[MPa]	Dovolený tlak v závitu (je přibližně stejně velký jako dovolené tahové napětí)
$p_{DO}$	[MPa]	Dovolený tlak na kulovou a válcovou plochu
$p_{1-V}$	[Pa, MPa]	Tlak za rozvaděči a před lineárními hydromotory
$\Delta p_2$	[Pa, MPa]	Tlaková ztráta na odpadním potrubí
$\Delta p_F$	[Pa, MPa]	Tlaková ztráta na filtru
$\Delta p_{ZOD}$	[Pa, MPa]	Tlaková ztráta v odpadním potrubí
$\Delta p_{ZR1}$	[Pa, MPa]	Tlaková ztráta na prvním rozvaděči
$\Delta p_{ZR2}$	[Pa, MPa]	Tlaková ztráta na druhém rozvaděči
$\Delta p_{ZV}$	[Pa, MPa]	Tlaková ztráta ve výtlačném potrubí
$p_{OT-I}$	[MPa]	Kontrolní tlak na otláčení malého evolventního spoje
$p_{OT-II}$	[MPa]	Kontrolní tlak na otláčení velkého evolventního spoje
$I$	[mm <sup>4</sup> , m <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment nejmenšího průměru pístní tyče
$M_{TZ-x}$	[Nm]	Třecí moment závitů (x je jmenovitý průměr závitů)
$M_{K-MAX}$	[Nm]	Maximální krouticí moment
$\lambda$	[-]	Štíhlost prutu
$\lambda_m$	[-]	Mezní štíhlostní poměr
$\lambda_{OD}$	[-]	Součinitel tření v kapalině pro laminární proudění v odpadním potrubí
$\lambda_V$	[-]	Součinitel tření v kapalině pro laminární proudění ve výtlačném potrubí
$k$	[-]	Součinitel bezpečnosti
$z_x$	[-]	Minimální počet závitů (x je jmenovitý průměr závitů)
$z_{K-x}$	[-]	Navržený počet závitů (x je jmenovitý průměr závitů)
$f_Z$	[-]	Tření kov – kov
$R_{E-V}$	[-]	Reynoldsovo číslo výtlačného potrubí
$R_{E-OD}$	[-]	Reynoldsovo číslo odpadního potrubí
$z_I$	[-]	Počet zubů malého evolventního spoje
$z_{II}$	[-]	Počet zubů velkého evolventního spoje
$m_I$	[-]	Modul malého evolventního spoje
$m_{II}$	[-]	Modul velkého evolventního spoje

$v_G$	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost kapaliny vytlačované hydrogenerátorem
$v_{OD}$	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost kapaliny v odpadním potrubí
$v_{MZ}$	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost zasouvání válce
$\rho$	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota oleje
$\nu_{40}$	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	Kinematická viskozita při 40°C
$Q_G$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Průtok hydrogenerátoru
$Q_I$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Průtok kapaliny do jednoho hydraulického válce
$Q_{II}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Průtok kapaliny z jednoho válce
$Q_{OD}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Průtok z obou válců
$t_Z$	$[s]$	Potřebný čas na zvednutí nápravy



## **1) Obsah**

<b>Seznam použitých značek a symbolů .....</b>	<b>- 4 -</b>
<b>1) Obsah .....</b>	<b>- 9 -</b>
<b>3) Rešerše .....</b>	<b>- 10 -</b>
<b>3.1) Historie firmy TATRA a.s. ....</b>	<b>- 10 -</b>
<b>3.1.1) Cesta TATRY od prvních nákladních vozů až po dnešní typy nákladních vozidel .....</b>	<b>- 11 -</b>
<b>3.2) Vůz TATRA PHOENIX 4x4, 6x6, 8x8.....</b>	<b>- 17 -</b>
<b>3.3) Koncepce podvozku TATRA.....</b>	<b>- 19 -</b>
3.3.1) Jednotlivé části .....	- 19 -
<b>3.4) Typy teleskopických tlumičů .....</b>	<b>- 22 -</b>
3.4.1) Obecné pojmy.....	- 22 -
3.4.2) Základní rozdělení tlumičů.....	- 22 -
3.4.3) Kapalinové tlumiče.....	- 23 -
3.4.4) Plyno-kapalinové tlumiče.....	- 24 -
<b>4) Volba řešení zvedání nápravy .....</b>	<b>- 26 -</b>
<b>5) Výsledky měření zvedací síly .....</b>	<b>- 27 -</b>
<b>6) Řešení zvedání nápravy vloženým hydraulickým válcem v odpružení zadní nápravy .....</b>	<b>- 29 -</b>
<b>6.1) Výpočet vloženého hydraulického válce.....</b>	<b>- 30 -</b>
6.1.1) Výpočet síly působící na odpružení: .....	- 30 -
6.1.2) Výpočet meze .....	- 33 -
6.1.3) Výpočet průměru pístní tyče .....	- 36 -
6.1.4) Kontrola vzpěrné stability .....	- 38 -
6.1.5) Výpočet rozměrů hydraulického válce .....	- 42 -
6.1.6) Kontrola jednotlivých závitů na teleskopickém hydraulickém válci .....	- 48 -
6.1.7) Výpočet uložení hydraulického válce .....	- 63 -
<b>7) Přidání zvedacího hydraulického válce na čep tlumiče .....</b>	<b>- 66 -</b>
<b>8) Řešení hydraulického obvodu .....</b>	<b>- 67 -</b>
<b>8.1) Jednotlivé komponenty hydraulického obvodu a jejich charakteristické vlastnosti .....</b>	<b>- 68 -</b>
8.1.0) Ekologicky odbouratelný olej HEES.....	- 68 -
8.1.1) Hydrogenerátor BOSH .....	- 69 -
8.1.2) Teleskopický hydromotor.....	- 69 -
8.1.3) Nádrž na hydraulický olej .....	- 70 -
8.1.4) Pojistné ventily .....	- 70 -
8.1.5) Rozvaděč dvoupolohový šesti-cestný.....	- 70 -
8.1.6) Rozvaděč třípolohový čtyř-cestný .....	- 71 -
8.1.7) Akumulátor.....	- 71 -
8.1.8) Filtř .....	- 71 -
8.1.9) Manometr .....	- 72 -
8.1.10) Ventil manuálního odpojení akumulátoru .....	- 72 -
8.1.11) Ventil manuálního vypuštění akumulátoru .....	- 72 -
8.1.12) Potrubí .....	- 72 -
<b>8.2) Výpočet hydraulického obvodu.....</b>	<b>- 72 -</b>
<b>9.1) Výpočet malého evolventního spojení.....</b>	<b>- 79 -</b>
<b>9.2) Výpočet velkého evolventního spojení.....</b>	<b>- 82 -</b>
<b>10) Diskuze.....</b>	<b>- 84 -</b>
<b>11) Seznam použité literatury .....</b>	<b>- 85 -</b>
<b>12) Přílohy .....</b>	<b>- 87 -</b>

## **2) Úvod**

V diplomové práci postihnu tyto body:

- Odpojování hnacího hřídele třetí nápravy
- Stanovení zvedací síly
- Náhrada tlumiče pérování zvedacím hydraulickým válcem
- Návrh hydraulického okruhu zvedacího válce

## **3) Rešerše**

### **3.1) Historie firmy TATRA a.s.**

TATRA a.s. začala jako soukromá firma vyrábějící kočáry a bryčky. Byla založena 1850 Ignácem Šustalou (Viz obrázek 1). Roku 1858 byla přetvořena na Ignatz Schustala & Comp. Roku 1891 bankéři bratři Guttmanové kapitalizovali Ignatz Schustala & Comp. a vytvořili z ní Nesselsdorfer Wagenban Fabriks Gesellschaft. Po úmrtí, na infarkt, Ignáce Šustaly zaujal místo číslo jedna bývalý drážní inspektor Hugo Fischer von Rösterstam, který dlouhá léta v Nesselsdorfu (Kopřivnici) pracoval jako poradce. Pod jeho vedením ve firmě kvetla výroba železničních vagónů.



Portrét Ignáce Šustaly [1]

### **3.1.1) Cesta TATRY od prvních nákladních vozů až po dnešní typy nákladních vozidel**

Pouze jeden rok dělí společnost TATRA (1898) od prvenství prvního vyrobeného automobilu na světě. Společnost TATRA vyvinula první plnopohonný tahač Jaguar, později v tomto odvětví začala společnost TATRA slavit celosvětové úspěchy. Od roku 1915 společnost TATRA začala poprvé vyrábět sériově nákladní vozy. A přibližně od roku 1920 se poprvé začala na vozech objevovat značka TATRA. Po první světové válce (1918) a přerozdělení Evropy, přišel do společnosti duchovní otec základního know-how společnosti TATRA Hans Ledwinka (viz. obrázek 2).



Hans Ledwinka [2]

Ten přišel s takzvanou „tatrováckou koncepcí automobilu“. Roku 1936 byla společnost TATRA začleněna do společnosti magnáta Ringhoffer a přejmenována na společnost Ringhoffer TATRA Werke A.G.

Po druhé světové válce byla společnost TATRA kompletně tvořena pouze českou linií. A tím vznikl národní podnik TATRA. V této době konstruktéři propracovali těžký nákladní automobil s jejich vlastní originální konstrukcí se vzduchem přímo chlazeným vznětovým motorem. Tím vozem byla TATRA 111 (viz obrázek 3).



TATRA 111 [3]

Roku 1959 přišla na svět nová řada nákladních automobilů TATRA 138 (viz obrázek 4) a jejím vývojem vznikla vývojová řada vozů T148 (viz obrázek 5).



TATRA 138 [4]



TATRA 148 [5]

V této době byla TATRA expedována do 53 zemí pěti kontinentů. Na konci 60. let přišla TATRA opět s novinkou a to s vozem TATRA T813 8x8 Kolos (viz. obrázek 6). Bylo to nákladní vozidlo s bezkonkurenčními dvaceti převodovými stupni vpřed a čtyřmi vzad.





TATRA T813 [6]

Roku 1982 došlo k uzavření série T148 a sjednocení modelových řad a představení typu T815 (viz. obrázek 7). Řada Trambus T815 je ve vývoji vozidel důležitá, protože vývoj vzduchem chlazeného vidlicového osmiválce s přeplňováním a mezichladičem stlačeného vzduchu posunul vývoj směrem k emisním specifikacím Euro 0 až Euro 5. Minimálními konstrukčními zásahy dosáhla TATRA zvýšení výkonu z 177kW na 325kW a zvýšení točivého momentu z 850Nm na 2100Nm.



TATRA T 815 [7]

Po pádu železné opony postupně vznikly modelové řady vozidel ARMAX (1999) a FORCE (1999). První vycházela z civilní produkce T815 – 2, která přijala pojmenování TERRN°1 (1997) (viz. obrázek 8) a tzv. militarizací připravovala vozidla vhodná pro použití ve speciálních službách.



TATRA TERRN°1 [8]

Druhá řada speciálů FORCE se stavěla na možnostech zabudování motorů a převodovek cizí provenience do originální tatrovické koncepce automobilu.

Pro práci v nejtěžším terénu vznikla civilní řada T163 JAMAL (1997) (viz. obrázek 9) nákladní vůz s kapotovanou kabinou místo dlouho dominující trambusové.



T163 JAMAL [9]



Roku 2002 koupila společnost TATRA patenty na středně těžké nákladní vůz ROSS R210 (viz. obrázek 10) Roudnických strojíren a sléváren. A po modernizaci podvozku v roce 2004 vstoupila společnost TATRA do výběrového řízení AČR a roku 2006 ho vyhrála s vozem TATRA 810 ATS (viz obrázek 11), což je modernizovaný ROSS R210.

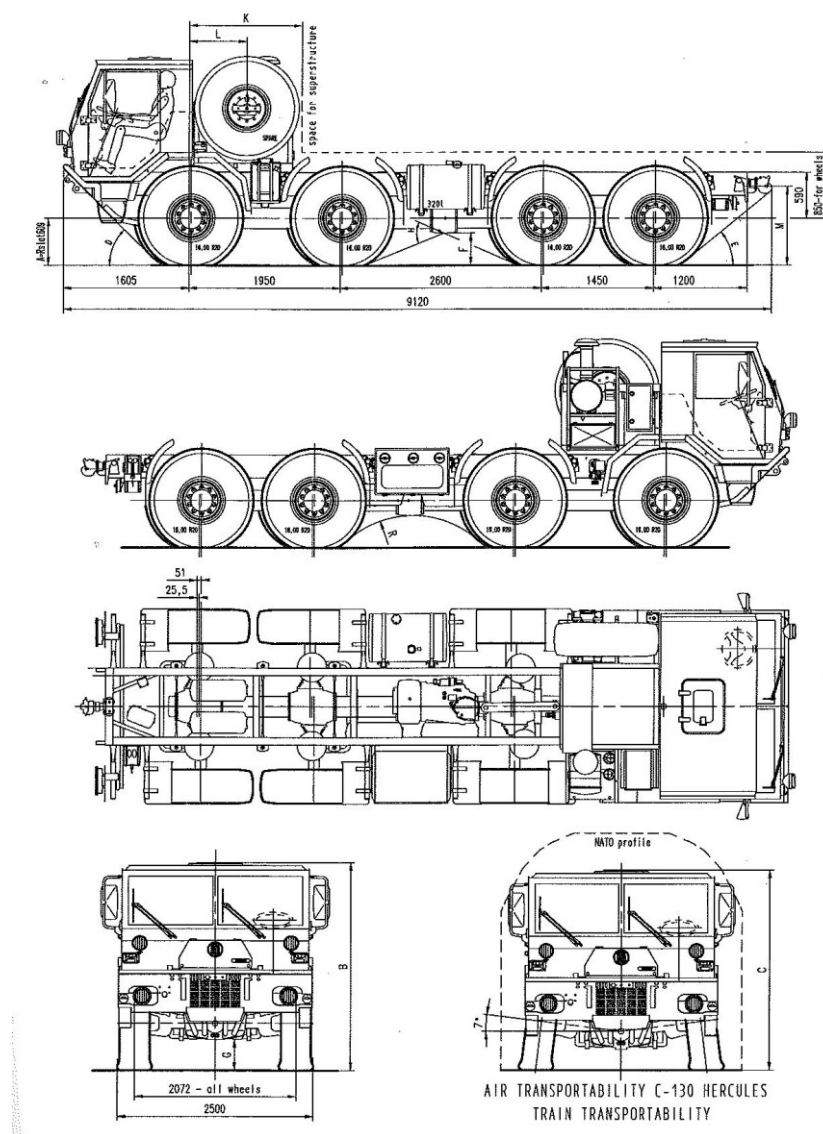


ROSS R210 [10]



TATRA T810 ATS [11]

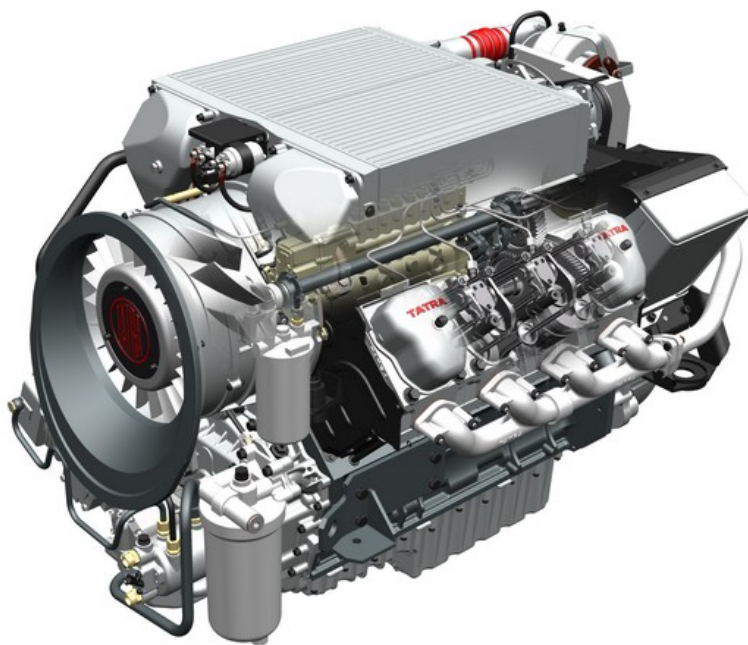
Roku 2004 společnost TATRA také představila vlastní středně těžký nákladní vůz T817 4x4, který byl později přeznačen na T815 – 7 (viz. obrázek 12). A v následujících dvou letech doplněn o verze 6x6 a 8x8.



TATRA T815 – 7 [12]

Tato řada se již vyznačuje možností volby pohonné jednotky a to vzduchem chlazený motor TATRA V 8 (viz. obrázek 13) dosahující euro norem Euro 2 až Euro 5, kapalinou chlazeným motorem Cummins anebo kapalinou chlazeným motorem Caterpillar.





motor TATRA V8 [13]

Díky malé výšce vozidla je možno armádní verze vozu TATRA 815 – 7 přepravovat letecky, například letadly C-130 Hercules. Na tento vůz TATRA je možné dodat přídatné pancéřování odpovídající normám NATO.

V současné době pro civilní trh, společnost TATRA rozvíjí modelovou řadu TATRA TERRN°1 Facelit (2010). Z těžkých nákladních vozů kapotovaný vůz TATRA JAMAL a pro různé požadavky zákazníků na nástavby, univerzální nosič nástaveb TATRA T810.

### **3.2) Vůz TATRA PHOENIX 4x4, 6x6, 8x8**

Vzhledem k faktu, že diplomová práce se týká podvozku, nápravy a tlumičů vozu TATRA PHOENIX, jsem se více zaměřil na fakta o tomto voze.

TATRA PHOENIX je výsledkem spolupráce firmy TATRA a nizozemské firmy DAF. Tento vůz dostal jméno podle bájného ptáka Fénixe, který vstal ze svého popela. A to protože společnost TATRA má vizi, a to že tento vůz vyzvedne společnost TATRA do sféry mezinárodního trhu. Chtějí toho docílit kombinací bezkonkurenčního podvozku TATRA a moderní kabinou CF85 (viz obrázek 14) firmy DAF a motory téže firmy.



TATRA PHOENIX s kabinou CF85 firmy DAF [14]

Společnost TATRA má v plánu využít stávající prodejní síť společnosti DAF a díky tomu ušetřit miliony Euro a značný čas při zřizování vlastní prodejní sítě.

Pro vůz TATRA PHOENIX je určen kapalinou chlazený řadový šesti válec PACCAR MX (viz obrázek 15) se zdvihovým objemem 12,9l, vrtáním 130mm a zdvihem 162mm s výkonem od 265 – 375kW a točivým momentem 1775 – 2500Nm. Motory plní emisní normu Euro 5. Ale pro méně náročné zákazníky, hlavně východní trh a země 3. světa, jsou určeny motory splňující emisní normy Euro 4 a 3. Vozidla se dodávají v rozložení 4x4, 6x6 a 8x8 a nově také 8x6.



motor PACCAR MX firmy DAF [15]

TATRA PHOENIX má maximální rychlost na silnici 85 km/h a díky nápravě TATRA uveze oproti konkurenčním vozům o 550 – 1250 kg více. Největší vůz TATRA PHOENIX uveze až 32 tun.

### **3.3) Koncepce podvozku TATRA**

Koncepce podvozku TATRA byla vyvinuta po první světové válce Hansem Ledwinkou a je používána do dnešních dní. Byla vyvinuta pro obtížné terénní podmínky, pro vysokou průchodnost terénem, vysoký jízdní komfort, vysokou přepravní rychlost v terénu, vysokou stabilitu vozidla při jízdě v zatáčkách a ve svazích, minimální údržbu a minimální poškození hnacího traktu a vysokou tuhost podvozku s centrální nosnou rourou.

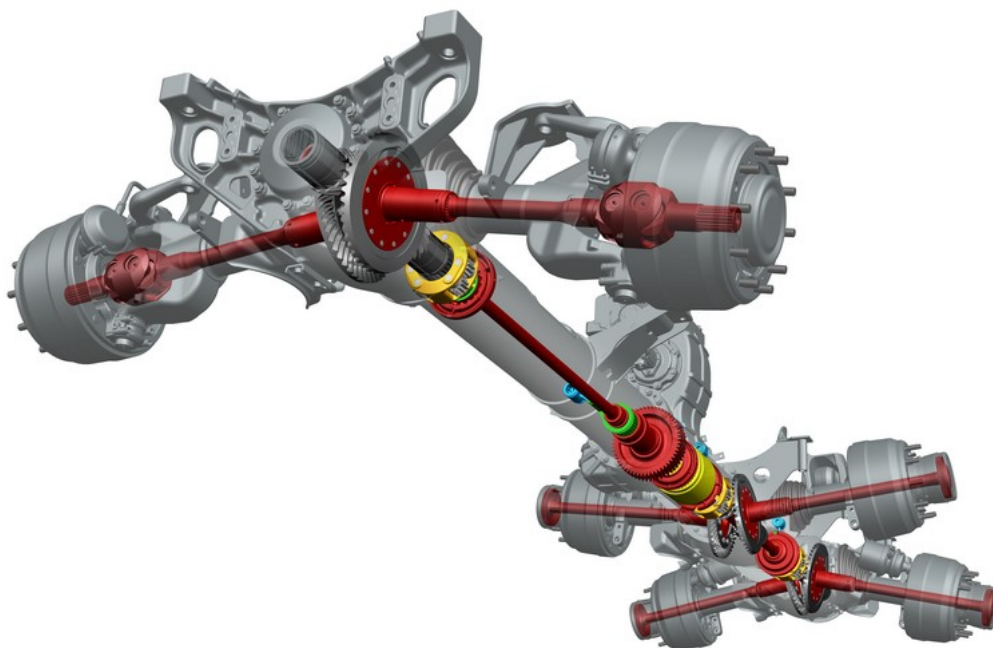
Tento princip vyvinutý na počátku 20. století nebyl ani téměř po 100 letech překonán. Tento princip je založen na použití centrální nosné roury a náprav s nezávisle zavěšenými výkyvnými polonápravami sešroubovanými v jeden celek. V průběhu let byl podvozek vylepšován až do dnešní podoby.

#### **3.3.1) Jednotlivé části**

*Centrální nosná roura (viz. obrázek 16)*

Vysoká torzní a ohybová tuhost chrání nástavby od přenášeného zatížení. Modulový systém umožňuje sestavu 2 ,3 ,4 ,5 a 6 nápravových vozidel s různými rozvory a možným pohonem všech kol.

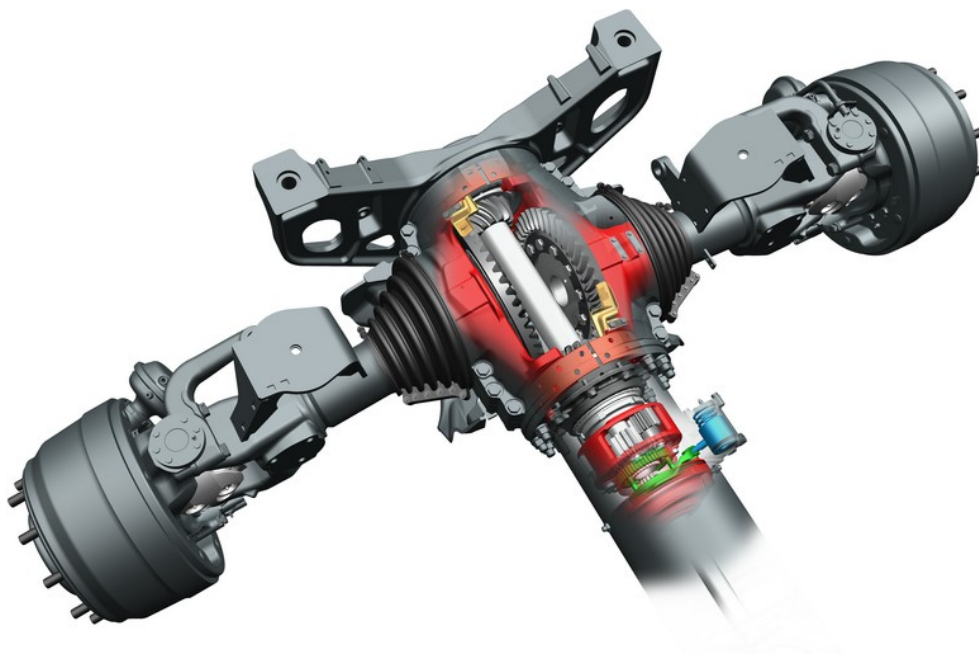
Provozně nejohroženější část rozvodu hnacího momentu k nápravám je umístěna do nosné roury a touto rourou chráněna.



Centrální nosná roura se zvýrazněnými hřídeli a poloosami podvozku TATRA [16]

*Nápravy (viz. obrázek 17)*

Veškeré základní nápravy jsou poháněny a opatřeny uzávěrami. Ve skříni nápravy je vložen pár hnaných talířových kol a pár pastorků, které přenášejí točivý moment od diferenciálu. Diferenciál je umístěn v centrální nosné rouře mimo nápravu.



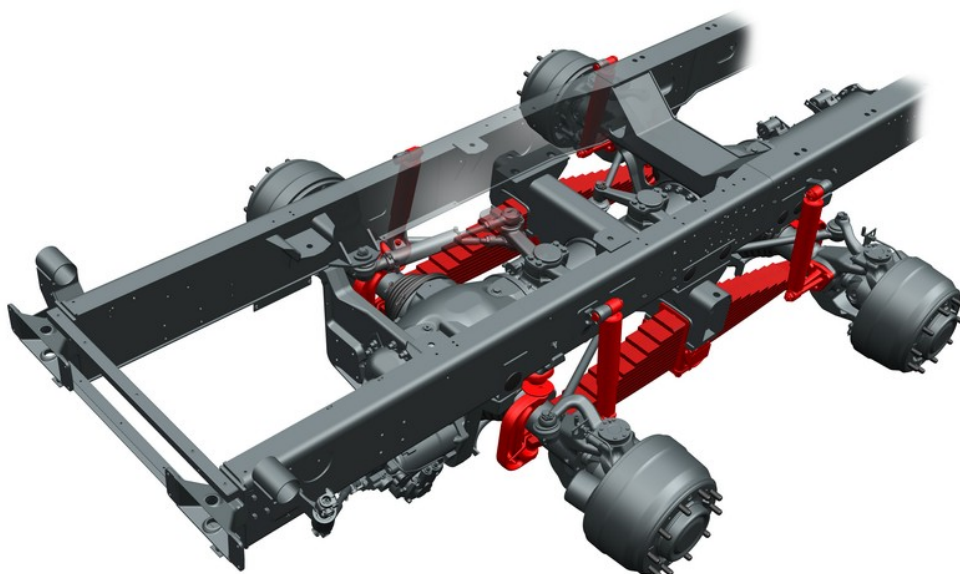
Detail nápravy podvozku TATRA [17]

## *Odpružení*

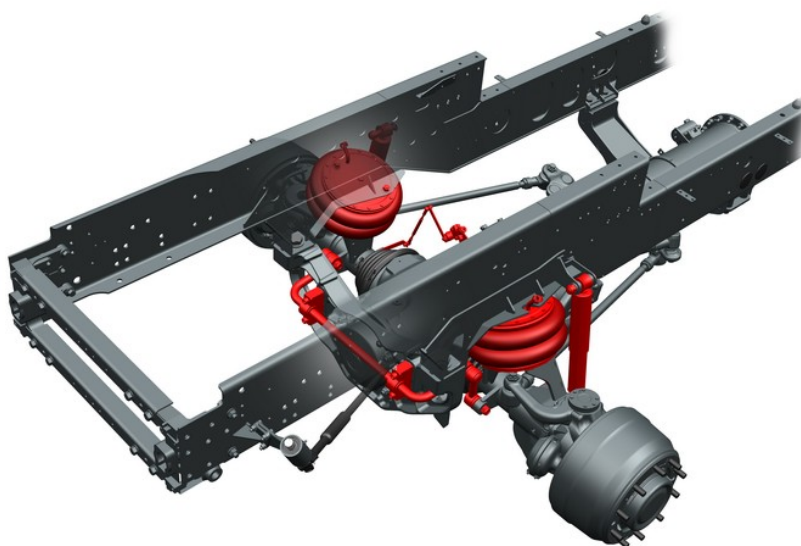
Mechanické – nosnost do 8t na nápravu (viz. obrázek 18)

Pneumatické – nosnost 9t na nápravu a s možností regulace světlosti výšky (viz. obrázek 19)

Veškeré odpružení je doplněno o teleskopické tlumiče a některé vozy jsou vybaveny skrutnými stabilizátory.



Mechanické odpružení podvozku TATRA [18]



Pneumatické odpružení podvozku TATRA [19]

### **3.4) Typy teleskopických tlumičů**

#### **3.4.1) Obecné pojmy**

##### *1) Účel*

Účelem tlumiče je zachycení vertikálních rázů, které se vytváří přejížděním terénních nerovností. Zachycují se z důvodu snížení namáhání rámu a karosérie.

##### *2) Základní pojmy*

Tlumiče pracují na principu **kataraktu**, což je přetlačování oleje z jednoho vnitřního prostoru do prostoru druhého a to různými otvory v hlavě pístu. Velikost otvoru je důležitý parametr. Odlišné rozměry otvorů mají různé průtokové odpory a tím i odlišné velikosti tlumení.

##### *3) Konstrukce tlumičů*

- Tlumiče jsou tvořeny jedním či dvěma plášti → vnitřní prostor válce je pracovní, v tomto prostoru se koná samotné tlumení.
- Tlumič je tvořen několika plášti a do názvu tlumiče se udávají pouze ty, které se účastní pracovního procesu tlumení. Všechny tlumiče jsou ještě opatřeny ochranným pláštěm proti poškození a znečištění.
- V hlavě pístu jsou umístěny jednosměrné ventily, které zajišťují průtok kapaliny pouze jedním směrem.
- Síla tlumení je dána počtem a nebo velikostí otvoru a tato síla může být odlišná v obou směrech pohybu tlumiče.
- Do tzv. vyrovnávacích prostorů tlumičů vedou také jednosměrné ventily.
- S vozidlem je tlumič spojen kovo-pryžovými pouzdry

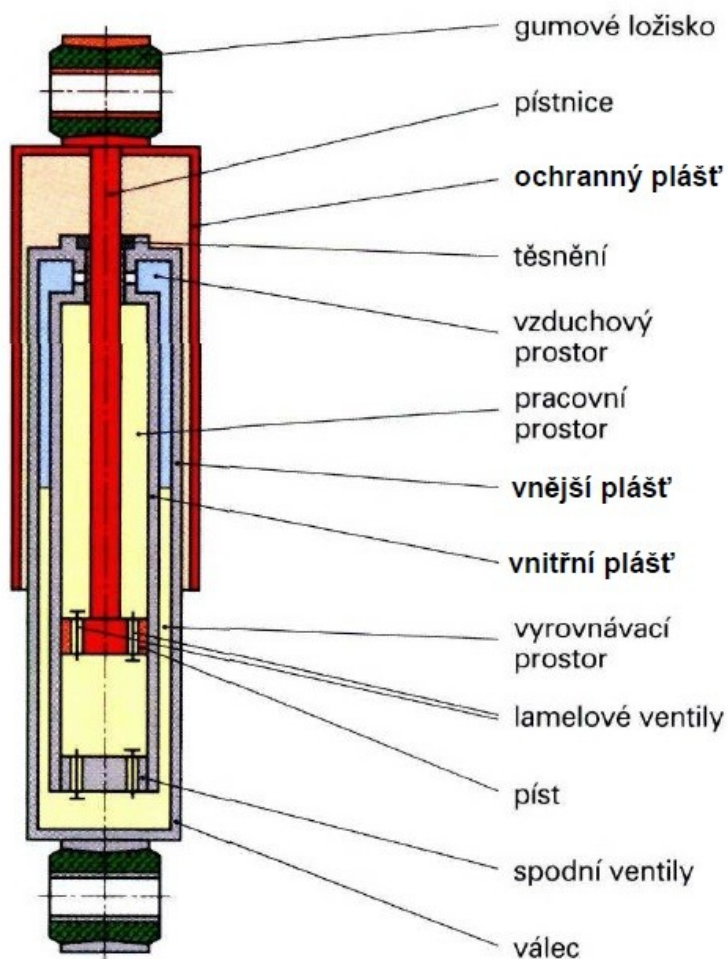
#### **3.4.2) Základní rozdělení tlumičů**

- **kapalinové** – pracovní látkou je olej a prostor nad kapalinou je tvořen vzduchem, který je spojen s atmosférou.
- **plyno – kapalinové** – pracovní látkou je olej a prostor nad kapalinou je vyplněn dusíkem, který není spojen s atmosférou. Takto se udržuje v tlumiči přetlak a u tohoto typu nemůže dojít k zavzdušnění.



### 3.4.3) Kapalinové tlumiče

Provádí se pouze v dvouplášťovém provedení. (viz. obrázek 20)



Kapalinové tlumiče [20]

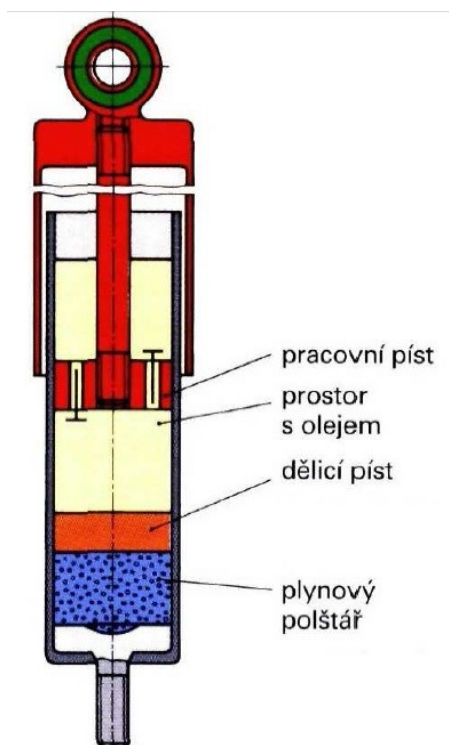
Při stlačování tlumiče proudí kapalina z pod hlavy pístu nad něj přípustnými kanálky. Přebytný olej se přepouští do vyrovnávacího prostoru mezi pláště. Při opačném pohybu proudí kapalina z prostoru nad hlavou pístu pod píst. A případný nedostatek oleje se doplňuje z vyrovnávacího meziprostoru.

#### **3.4.4) Plyno-kapalinové tlumiče**

Plyn v tomto typu tlumičů bývá obvykle stlačený dusík. Tento typ tlumičů eliminuje nevýhodu kapalinových tlumičů, ve kterých se při vyšších rychlostech tvoří pěna, a ta snižuje účinnost tlumiče a to tím, že brání průtoku kapaliny ventily. Naopak u tlumičů, ve kterých se používá stlačený dusík, je účinnost tlumení vyšší.

##### *1) Jednoplášťový plyno-kapalinový tlumič (viz. obrázek 21)*

Nemá vyrovnávací prostor pro změnu kapaliny, ale ten je nahrazen plynovým polštářem odděleným od kapaliny těsnícím prstencem. Trvalý tlak plynů zajišťuje rychlé zareagování tlumičů a tichý chod přepouštěcích ventilů. Výhodou je možnost namontování tohoto tlumiče v jakékoliv pozici.

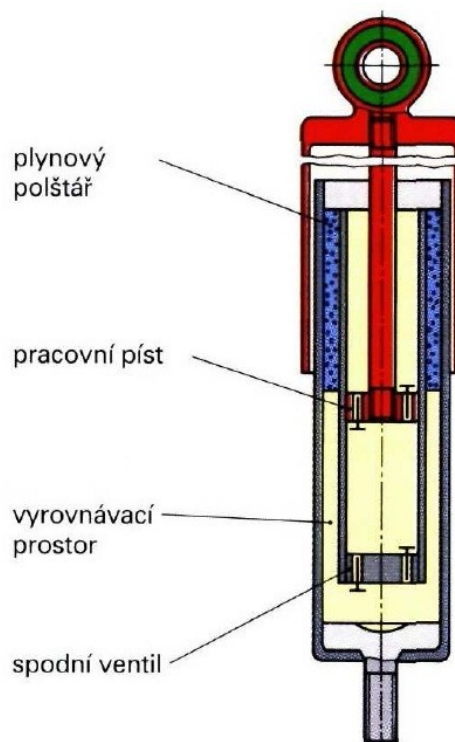


Jednoplášťový plyno-kapalinový tlumič [21]



## 2) Dvouplášťový plyno-kapalinový tlumič (viz. obrázek 22)

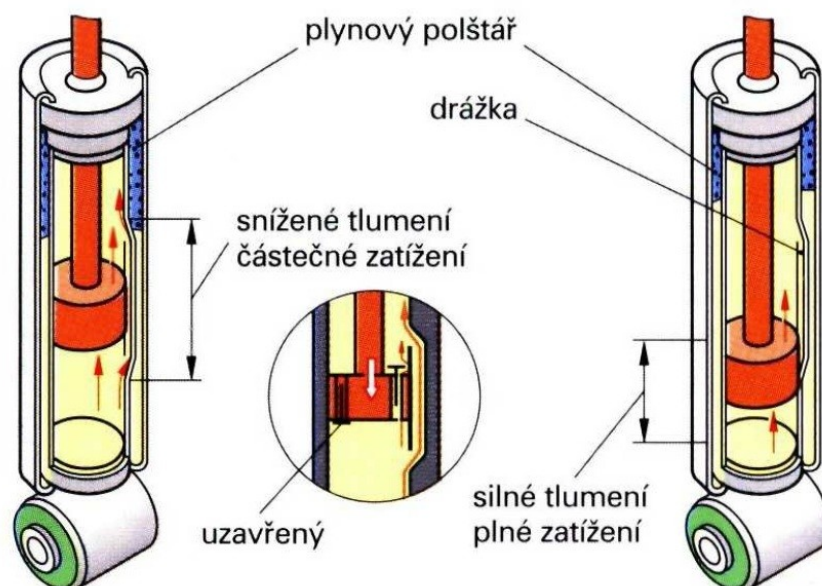
Tento tlumič je nízkotlaký a princip i konstrukce jsou velmi podobné dvouplášťovým kapalinovým tlumičům. Rozdíl je v tom, že prostor nad kapalinou je vyplněn dusíkem o tlaku 2-8 bar, který není spojen s okolní atmosférou.



Dvouplášťový plyno-kapalinový tlumič [22]

## 3) Dvouplášťový plyno-kapalinový tlumič s variabilním tlumením (viz. obrázek 23)

Tyto tlumiče se využívají u těžkých vozidel jako jsou nákladní vozidla. A to z důvodu potřeby rozdílného tlumení při naloženém a nenaloženém stavu. Při malém zatížení proudí kapalina jak ventily tak i drážkami okolo pístu. A naopak, při velkém zatížení se píst posune až do pozice, kde uzavře drážky a kapalina proudí pouze ventily.



Dvouplášťový plyno-kapalinový tlumič s variabilním tlumením [23]

#### **4) Volba řešení zvedání nápravy**

Při volbě způsobu zvedání poloos podvozku společnosti TATRA jsem vybíral mezi čtyřmi způsoby provedení, z kterých jsem vybral dvě řešení. Tato dvě řešení jsem více rozpracoval. Zde jsou vyjmenovány tyto čtyři možnosti:

- Implementování hydraulického válce do tlumícího válce
- Přidání zvedacího hydraulického válce na čep tlumiče
- Použití pneumatických měchů, které jsou konstruovány na pneumatické pérování a zvedání náprav
- Upravení pérování podvozku přidáním hydraulického válce

Z těchto čtyř možností jsem vybral dvě a to tyto:

- Upravení pérování podvozku přidáním hydraulického válce
- Přidání zvedacího hydraulického válce na čep tlumiče

## **5) Výsledky měření zvedací síly**

Měření provedla společnost TATRA a z výsledků, které mi byli zaslány, vychází většina výpočtů diplomové práce. Podvozek TATRA byl vypodložen do výše zatíženého podvozku v provozu. Poté byly demontovány zadní pneumatiky a vypuštěn vzduch z vlnovců pérování.

### **Měřicí zařízení**

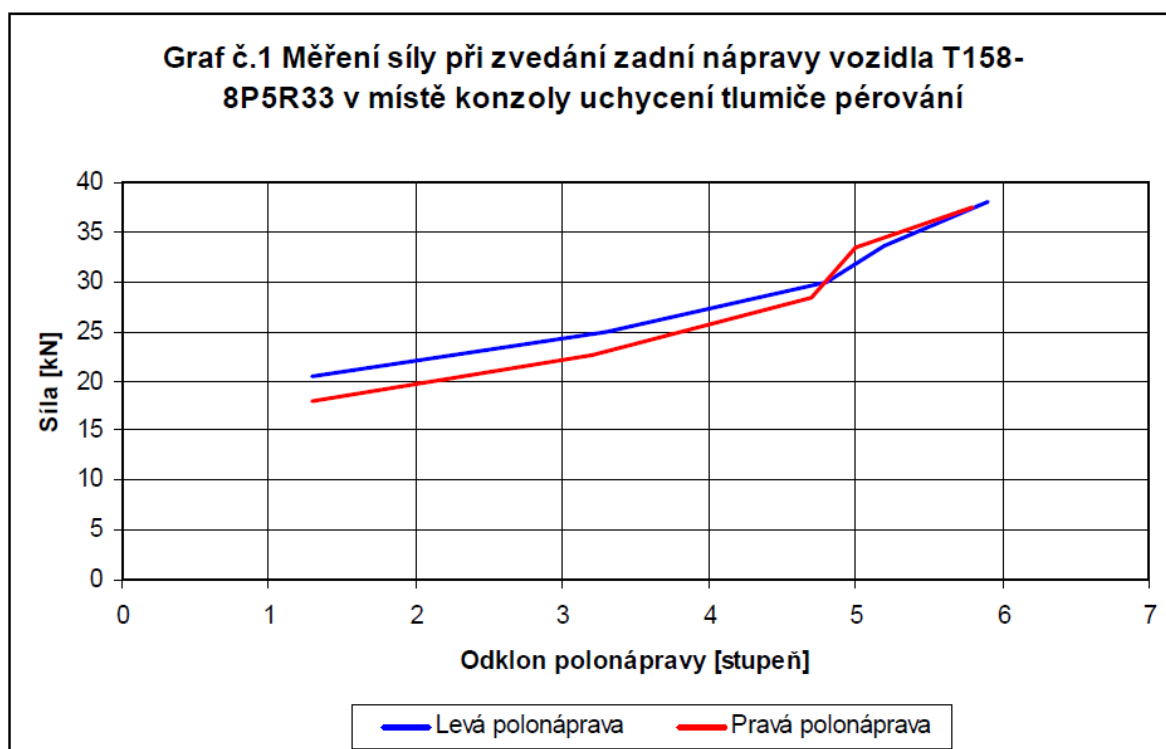
- snímač síly PSK 200, výr.č.209 2037
- snímač síly PSK 200, výr.č.209 2053
- úhloměr BOSCH DNM 120L výr.č.3601K14100
- měřicí notebook Compaq Evo N600C, výr.č.3902B719, převodníková karta TEDIA 1408 DZ 08
- multimetr VC820, výr.č.1070841081

### **Metodika měření**

- a) pod pravou i levou zadní polonápravu byl vložen hydraulický zvedák. Polonápravy byly pomocí zvedáku zvednuty přibližně na požadovaný odklon nápravy.
- b) Pod konzolu uchycení tlumiče pérování byly umístěny snímače síly.
- c) Uvolněním hydraulických zvedáků dosedly polonápravy na snímače síly.
- d) Úhloměrem byl přesně odměřen odklon polonáprav a zapsána hodnota síly na snímačích.
- e) Tento postup se opakoval celkem pro 5 různých hodnot odklonu polonáprav.

### **Výsledky měření**

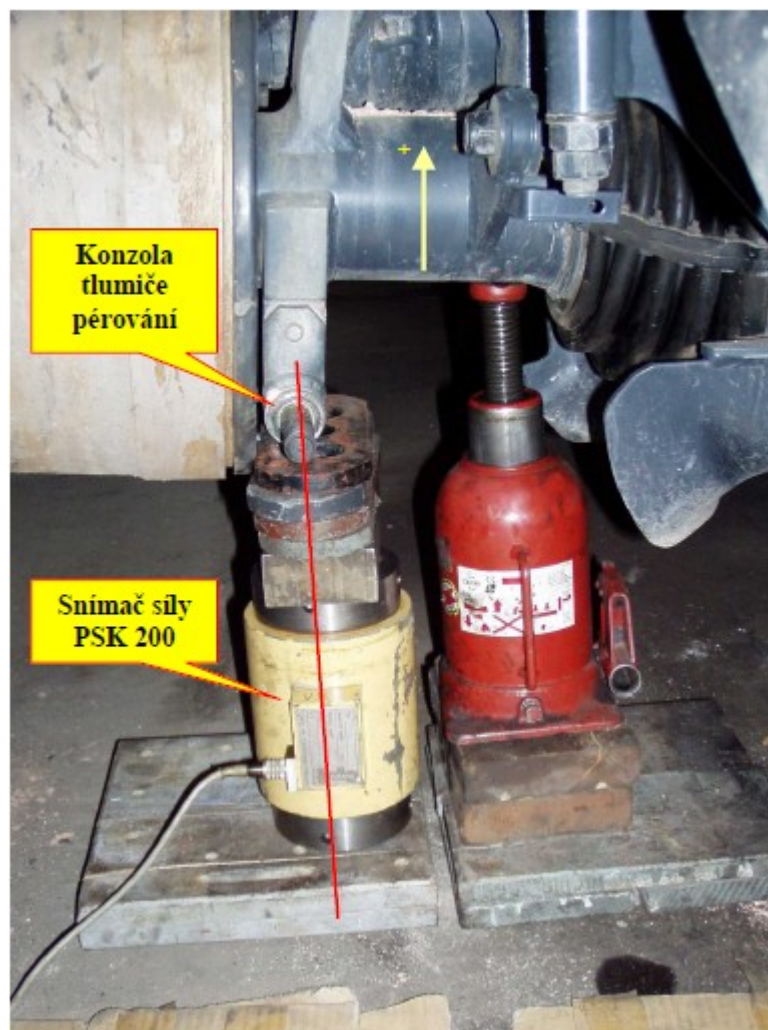
Při odklonu přibližně 7° polonáprava vyvozuje tíhovou sílu přibližně 50 kN. Tato hodnota byla vypočítána z grafu naměřených hodnot (viz. graf 1 [24], tabulka 1 [25], obrázek 26).



Graf 1 – Výsledky měření sil vzhledem k úhlu pootočení polonápravy [24]

Levá polonáprava		Pravá polonáprava	
Úhel [stupně]	Síla [kN]	Úhel [stupně]	Síla [kN]
1.3	20.5	1.3	18.0
3.3	25.0	3.2	22.6
4.8	30.0	4.7	28.4
5.2	33.6	5.0	33.5
5.9	38.2	5.8	37.5

Tabulka 1 – Tabulka výsledků měření sil vyvozených polonápravami [25]



Fotka z měření sil vyvozených jednou polonápravou [26]

## **6) Řešení zvedání nápravy vloženým hydraulickým válcem v odpružení zadní nápravy**

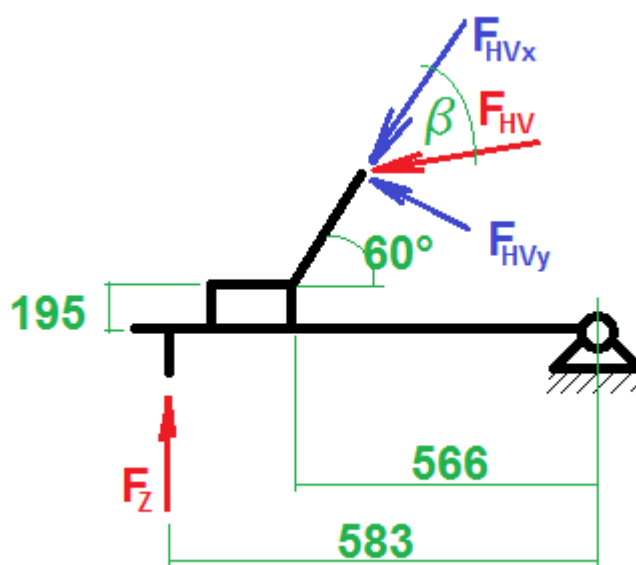
Jedna ze zvažovaných možností je vložení hydraulického válce do kombinovaného pneumaticko-mechanického pérování podvozku TATRA. Toto řešení skýtá spoustu výhod, ale i určité nevýhody. Na výhody a nevýhody se zaměřím později.

Zprvu jsem chtěl do odpružení podvozku TATRA vložit obyčejný lineární hydromotor. Ale při výpočtu hranic pohybu odpružení jsem zjistil, že obyčejný lineární hydromotor by nešlo zastavět do stávajícího odpružení. Z toho důvodu jsem navrhl nový hydraulický válec, jenž v odpružení nahradí vodící trny pružiny a vejde se do vnitřního průměru pružiny i s rezervami.

## 6.1) Výpočet vloženého hydraulického válce

### 6.1.1) Výpočet síly působící na odpružení:

Protože uchycení odpružení je na jiném poloměru než uchycení tlumiče, bylo nutné přes momentovou rovnováhu přepočítat působící sílu na odpružení. Jak je vidět na obrázku, změřil jsem přibližné hodnoty vzdáleností působíšť sil a z tohoto obrázku (viz. obrázek 27) jsem dále pokračoval ve výpočtu, viz níže.



Rozložení sil [27]

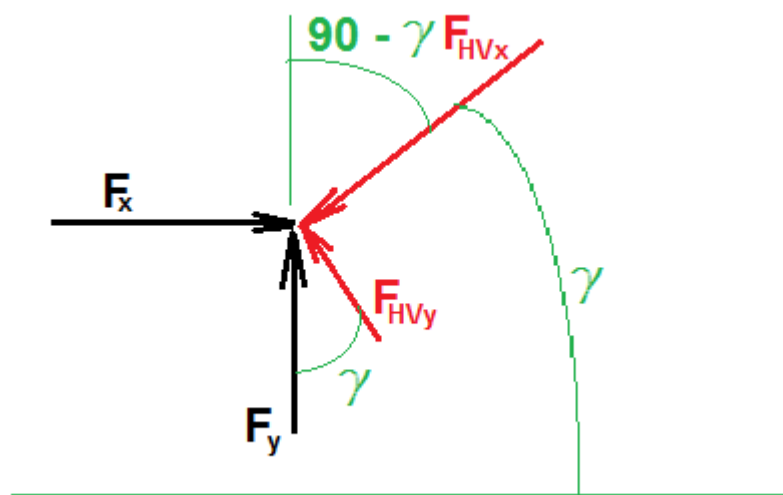
### Výpočet síly vyvozené hydraulickým válcem převedené do osy x a y

$$F_{HVx} = F_{HV} \cdot \cos \beta \quad (1)$$

$$F_{HVy} = F_{HV} \cdot \sin \beta \quad (2)$$

kde:

$F_{HV}$	[N]	Síla vyvozená hydraulickým válcem
$F_{HVx}$	[N]	Síla vyvozená hydraulickým válcem převedená do osy X
$F_{HVy}$	[N]	Síla vyvozená hydraulickým válcem převedená do osy Y
$\beta$	[°]	Úhel působení síly vyvozené hydraulickým válcem



Následné rozložení [28]

Výpočet následného rozložení sil (viz. obrázek 28)

$$F_x - F_{HVx} \cdot \cos \gamma - F_{HVy} \cdot \sin \gamma = 0 \quad (3)$$

$$F_x = F_{HVx} \cdot \cos \gamma + F_{HVy} \cdot \sin \gamma$$

$$F_y - F_{HVx} \cdot \sin \gamma + F_{HVy} \cdot \cos \gamma = 0 \quad (4)$$

$$F_y = F_{HVx} \cdot \sin \gamma - F_{HVy} \cdot \cos \gamma$$

kde:

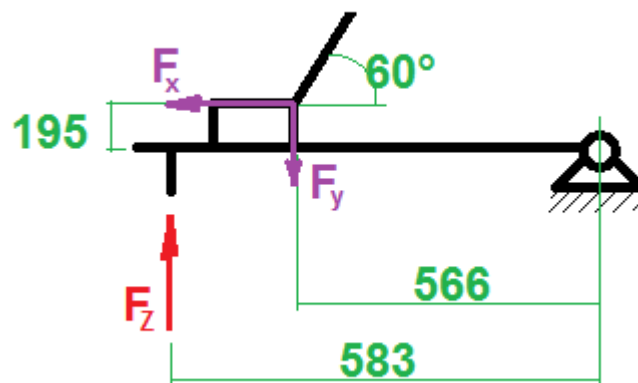
$F_{HVx}$  [N] Síla vyvozená hydraulickým válcem převedená do osy X

$F_{HVy}$  [N] Síla vyvozená hydraulickým válcem převedená do osy Y

$\gamma$  [°] Úhel pootočení osy ramene úchyty odpružení

$F_x$  [N] Síla rozložená do osy X

$F_y$  [N] Síla rozložená do osy Y



Závěrečné rozložení sil [29]

Závěrečné rozložení sil k výpočtu momentové rovnováhy (viz. obrázek 29)

$$F_x = F_{HV} \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma + F_{HV} \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \quad (5)$$

$$F_y = F_{HV} \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma - F_{HV} \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \quad (6)$$

kde:

$F_{HV}$	[N]	Síla vyvozená hydraulickým válcem
$\beta$	[°]	Úhel působení síly vyvozené hydraulickým válcem
$\gamma$	[°]	Úhel pootočení osy ramene úchyty odpružení
$F_x$	[N]	Síla rozložená do osy X
$F_y$	[N]	Síla rozložená do osy Y

Výpočet momentové rovnováhy

$$F_Z \cdot l = F_{HV} \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot v + F_{HV} \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot v + \\ + F_{HV} \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma \cdot l_1 - F_{HV} \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \cdot l_1 \quad (7)$$

$$F_{HV} = \frac{F_Z \cdot l}{[\cos \beta \cdot \cos \gamma + \sin \beta \cdot \sin \gamma] \cdot v + [\cos \beta \cdot \sin \gamma - \sin \beta \cdot \cos \gamma] \cdot l_1} \quad (8)$$



$$\beta = 20^\circ$$

$$\gamma = 60^\circ$$

$$F_Z = 50000N$$

$$l = 0,583m = 583mm$$

$$l_1 = 0,57m = 570mm$$

$$v = 0,195m = 195mm$$

$$F_{HV} = \frac{50000 \cdot 0,583}{[\cos 20 \cdot \cos 60 + \sin 20 \cdot \sin 60] \cdot 0,195 + [\cos 20 \cdot \sin 60 - \sin 20 \cdot \cos 60] \cdot 0,57}$$

$$F_{HV} = 53888N$$

kde:

$F_{HV}$  [N] Síla vyvozená hydraulickým válcem

$F_Z$  [N] Síla naměřená společností TATRA

$\beta$  [°] Úhel působení síly vyvozené hydraulickým válcem

$\gamma$  [°] Úhel pootočení osy ramene úchyty odpružení

$l$  [mm, m] Rameno, na kterém působí naměřená síla společností TATRA

$l_1$  [mm, m] Rameno, na kterém působí síla  $F_y$

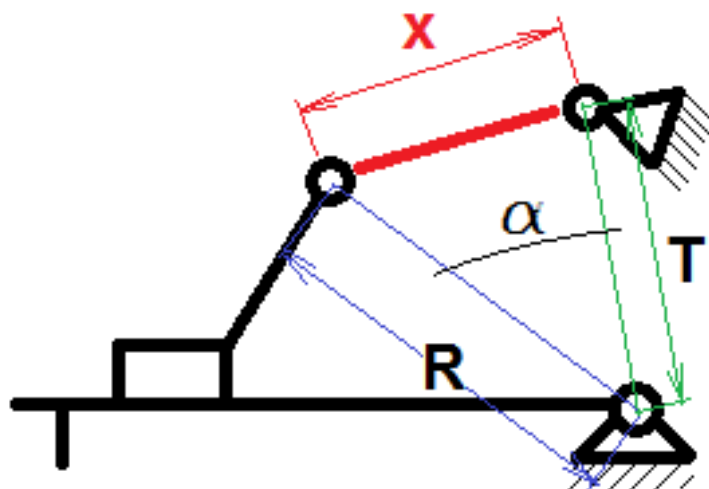
$v$  [mm, m] Rameno, na kterém působí síla  $F_x$

Z výsledku nám vyplývá, že síla je skoro totožná jako naměřená síla na čepu tlumiče, tak i jako síla vypočítaná na konci ramene.

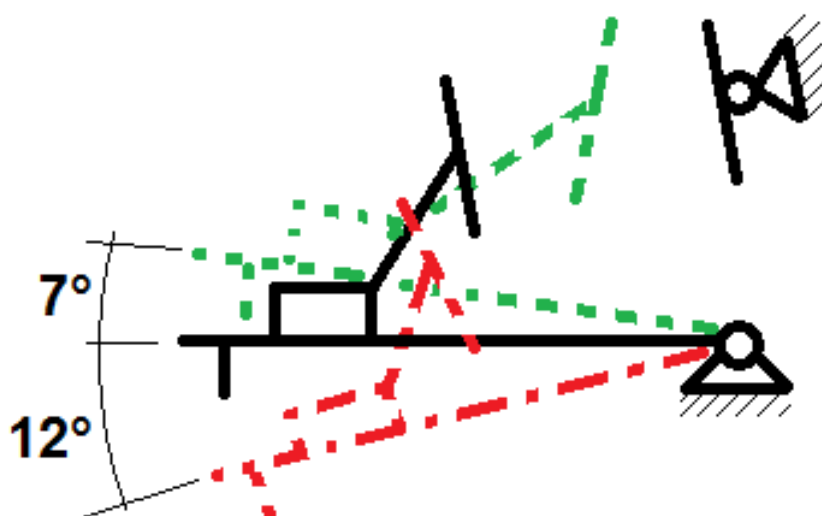
### **6.1.2) Výpočet mezí**

Jak již jsem se zmiňoval v úvodu, má snaha použít standardní přímočarý hydromotor zmařil tento výpočet mezí. Tyto meze jsou minimální šířka při stlačení odpružení a maximální šířka při roztahení odpružení podvozku TATRA. Z tohoto výpočtu mi vyšlo, že bude nutné použít teleskopický přímočarý hydromotor, tak abych dosáhl minimálního i maximálního rozměru. Tím pádem bych nenarušil průchodnost terénem nákladního vozu TATRA.

Při výpočtu mezí jsem postupoval následovně. Změřil jsem si poloměry otáčení od rozvodové skříně k ose uchycení pohyblivé desky a dále k ose uchycení nepohyblivé desky. Tím jsem dostal hodnoty  $R$  a  $T$ , jak je vidět na obrázku viz níže (viz. obrázek 30), a poté jsem změřil úhel svíraný mezi nimi  $\alpha$ . Tímto způsobem jsem dostal obecný trojúhelník, ale protože není pravoúhlý, nemohu využít k výpočtu Pythagorovu větu, ale musím použít Kosínovu větu, viz výpočty níže. K změřenému úhlu přičteme a odečteme výkyvy polonápravy. Tím pádem dostanu minimální a maximální stlačení potřebné pro výpočet přímočarého hydromotoru.



Kosínova věta [30]



Náčrt výkyvu poloos [31]

### Obecná kosínova věta

$$x^2 = R^2 + T^2 - 2 \cdot R \cdot T \cdot \cos \alpha \quad (9)$$

kde:

$x$	$[mm, m]$	Vzdálenost mezi deskami pérování
$R$	$[mm, m]$	Poloměr otáčení pohyblivé desky
$T$	$[mm, m]$	Poloměr otáčení nepohyblivé desky
$\alpha$	$[^\circ]$	Úhel sevřený mezi rameny R a T ve vodorovné poloze

### Výpočet šířky sevřeného odpružení

$$R = 461mm$$

$$T = 479mm$$

$$\alpha = 36,96^\circ$$

$$\alpha_1 = \alpha - 7 = 36,96 - 7 = 29,96^\circ \quad (10)$$

kde:

$\alpha_1$	$[^\circ]$	Úhel minimálního sevření mezi rameny R a T
$\alpha$	$[^\circ]$	Úhel sevřený mezi rameny R a T ve vodorovné poloze

$$x_1 = \sqrt{R^2 + T^2 - 2 \cdot R \cdot T \cdot \cos \alpha_1}$$

$$x_1 = \sqrt{461^2 + 479^2 - 2 \cdot 461 \cdot 479 \cdot \cos 29,96} \quad (11)$$

$$x_1 = 243,6mm$$

kde:

$x_1$	$[mm, m]$	Minimální vzdálenost mezi deskami pérování
$R$	$[mm, m]$	Poloměr otáčení pohyblivé desky
$T$	$[mm, m]$	Poloměr otáčení nepohyblivé desky
$\alpha_1$	$[^\circ]$	Úhel minimálního sevření mezi rameny R a T

### Výpočet šířky rozevřeného odpružení

$$R = 461mm$$

$$T = 479mm$$

$$\alpha = 36,96^\circ$$

$$\alpha_2 = \alpha + 12 = 36,96 + 12 = 48,96^\circ \quad (12)$$

kde:

$$\alpha_2 \quad [^\circ] \quad \text{Úhel maximálního rozevření mezi rameny R a T}$$

$$\alpha \quad [^\circ] \quad \text{Úhel sevřený mezi rameny R a T ve vodorovné poloze}$$

$$x_2 = \sqrt{R^2 + T^2 - 2 \cdot R \cdot T \cdot \cos \alpha_2}$$

$$x_2 = \sqrt{461^2 + 479^2 - 2 \cdot 461 \cdot 479 \cdot \cos 48,96} \quad (13)$$

$$x_2 = 390mm$$

kde:

$$x_2 \quad [mm, m] \quad \text{Maximální vzdálenost mezi deskami pérování}$$

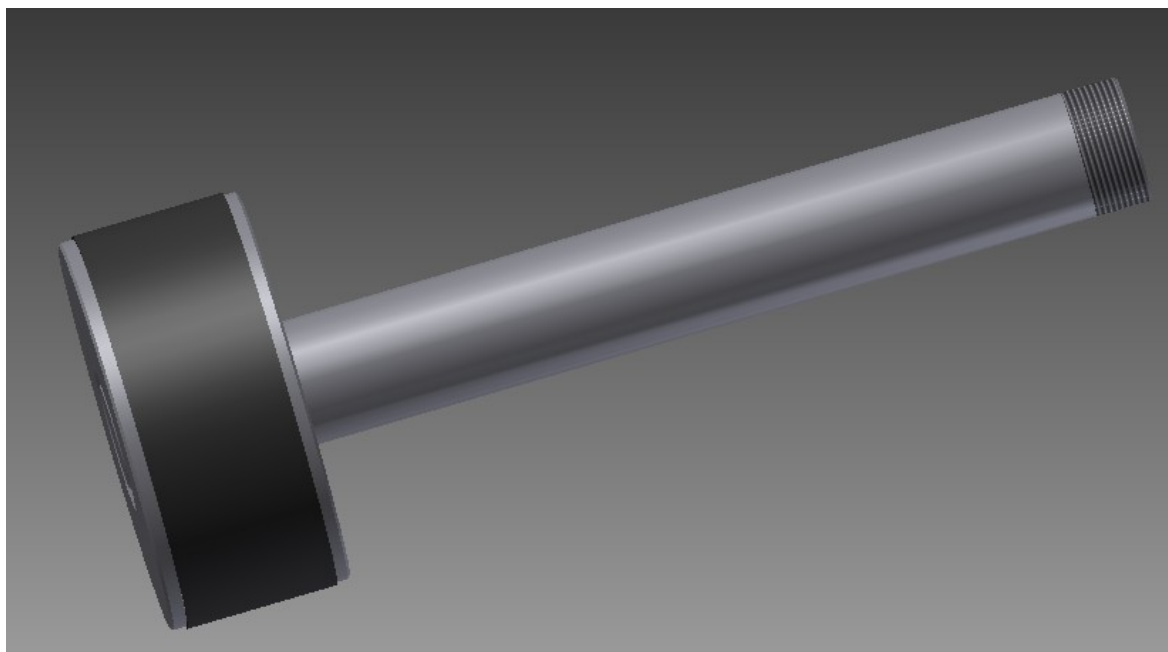
$$R \quad [mm, m] \quad \text{Poloměr otáčení pohyblivé desky}$$

$$T \quad [mm, m] \quad \text{Poloměr otáčení nepohyblivé desky}$$

$$\alpha_2 \quad [^\circ] \quad \text{Úhel maximálního rozevření mezi rameny R a T}$$

### **6.1.3) Výpočet průměru pístní tyče**

Jako jeden z prvních rozměrů musím vypočítat průměr pístní tyče. Od tohoto průměru se posléze odvíjí veškeré ostatní rozměry. Průměr nejmenší pístní tyče jsem zjistil z maximálního zatížení a z dovoleného napětí v tahu / tlaku.



Vnitřní píst [32]

Výpočet dovoleného napětí v tahu. Určíme jej za pomoci použitého materiálu 16 224.6 z jeho meze pevnosti v tahu.

16224.6

$R_m = 790 MPa$

$R_e = 685 MPa$

$E = 2,1 \cdot 10^5 MPa$

$k = 2 -$

$$\sigma_{TD} = \frac{0,6 \cdot R_m}{k} \quad (14)$$

$$\sigma_{TD} = \frac{0,6 \cdot 790}{2} = 237 MPa$$

kde:

$R_m$  [MPa] Mez pevnosti v tahu

$R_e$  [MPa] Mez kluzu

$E$  [MPa] Modul pružnosti v tahu

$\sigma_{TD}$  [MPa] Dovolené napětí v tahu/tlaku

$k$  [-] Součinitel bezpečnosti

#### Výpočet minimálního průřezu pístní tyče.

$$\sigma_T = \frac{F_{HV}}{S} \leq \sigma_{TD} \quad (15)$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (16)$$

$$\frac{4 \cdot F_{HV}}{\pi \cdot d^2} \leq \sigma_{TD}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HV}}{\pi \cdot \sigma_{TD}}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 53888}{\pi \cdot 237}}$$

$$d \geq 17,015mm$$

volím  $d = 22mm$

kde:

$\sigma_T$  [MPa] Tahové napětí v pístní tyči

$F_{HV}$  [N] Síla vyvozená hydraulickým válcem

$S$  [mm<sup>2</sup>, m<sup>2</sup>] Plocha průřezu pístní tyče

$\sigma_{TD}$  [MPa] Dovolené tahové napětí

$d$  [mm, m] Průměr pístní tyče

#### **6.1.4) Kontrola vzpěrné stability**

Před dalším výpočtem hydraulického válce jej zkontroluji na vzpěr. Napřed si vypočtu dovolenou sílu působící na hydraulický válec.

$$F_{DOV} = k \cdot F_{HV} \quad (17)$$

$$F_{DOV} = 2 \cdot 53888$$

$$F_{DOV} = 107776N$$

kde:

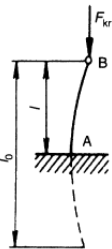
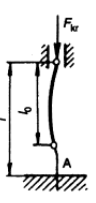
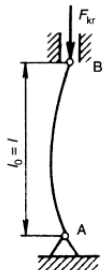
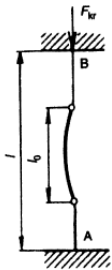
$F_{DOV}$  [N] Dovolená síla působící na hydraulický válec

$F_{HV}$  [N] Síla vyvozená hydraulickým válcem

$k$  [-] Součinitel bezpečnosti

Nyní zvolím typ vzpěru, abych mohl vypočítat kritickou sílu a redukovanou délku.

Typ vzpěru zvolím z obrázku viz níže (viz. obrázek 33).

Způsob uložení	Redukovaná délka prutu	Kritická síla	Způsob uložení	Redukovaná délka prutu	Kritická síla
Jeden konec upnutý, druhý volný 	$l_0 = 2l$	$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{4l^2}$	Jeden konec upnutý, druhý vedený v ose tyče 	$l_0 = \frac{l}{\sqrt{2}}$	$F_{kr} = \frac{2\pi^2 EI_{min}}{l^2}$
Oba konce kloubově uložené 	$l_0 = l$	$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{l^2}$	Oba konce upnuté 	$l_0 = \frac{l}{2}$	$F_{kr} = \frac{4\pi^2 EI_{min}}{l^2}$

Tabulka typů vzpěru s vyznačeným typem vzpěru jež jsem zvolil [33]

Uvažuji nejhorší případ a to, že válec má minimální průměr po celé délce svého zdvihu. Tudíž za minimální průměr uvažuji průměr pístní tyče a za maximální délku uvažuji maximální délku výkyvu pérování.

$$l_R = x_2 \quad (18)$$

$$l_R = 390mm$$

kde:

$l_R$  [mm, m] Redukovaná délka

$x_2$  [mm, m] Maximální vzdálenost mezi deskami pérování

Mezní štíhlostní poměr

$$R_e = 685 \text{ MPa}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}} \quad (19)$$

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{0,8 \cdot 685}}$$

$$\lambda_m = 61,5 -$$

kde:

$\lambda_m$  [-] Mezní štíhlostní poměr

$E$  [MPa] Modul pružnosti v tahu

$R_e$  [MPa] Mez kluzu

Na základě štíhlosti prutu  $\lambda$  určíme další postup výpočtu:

- Výpočet dle Eulerova  $\lambda > \lambda_m$
- Výpočet dle Tetmajera  $\lambda \leq \lambda_m$

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_R}{d} \quad (20)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 390}{22}$$

$$\lambda = 70,91 -$$

$\lambda > \lambda_m \Rightarrow$  výpočet kritické síly dle Eulerova



kde:

$\lambda$   $[-]$  Štíhlost prutu  
 $l_R$   $[mm, m]$  Redukovaná délka  
 $d$   $[mm, m]$  Průměr pístní tyče

#### Výpočet kvadratického momentu pístní tyče

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (21)$$

$$I = \frac{\pi \cdot 22^4}{64}$$

$$I = 11499 mm^4$$

kde:

$I$   $[mm^4, m^4]$  Kvadratický moment nejmenšího průměru pístní tyče  
 $d$   $[mm, m]$  Průměr pístní tyče

#### Výpočet kritické síly, která svým působením způsobí vybočení pístní tyče

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_R^2} \quad (22)$$

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11499}{390^2}$$

$$F_{KR} = 156693,31 N$$

$$F_{KR} > F_{DOV}$$

kde:

$F_{KR}$   $[N]$  Kritická síla  
 $l_R$   $[mm, m]$  Redukovaná délka  
 $I$   $[mm^4, m^4]$  Kvadratický moment nejmenšího průměru pístní tyče  
 $E$   $[MPa]$  Modul pružnosti v tahu  
 $F_{DOV}$   $[N]$  Dovolená síla působící na hydraulický válec

Těmito výpočty jsem dokázal, že i v nejhorším případě nedojde ke kritickému průhybu válce. Což je dokázáno velikostí dovolené síly oproti kritické  $F_{KR} > F_{DOV}$ .

#### **6.1.5) Výpočet rozměrů hydraulického válce**

Musím vyjít z faktu, že hydraulický válec se bude zatahovat a tudíž pracovní plochou bude mezikruží. Předpokládám tlak v obvodu 200bar a znám průměr pístní tyče 22mm. Z těchto faktů vypočítám velký průměr pístní hlavy a tím získám i rozměry pro výpočet síly stěn. Odstupňování válce lze vidět na schématu viz níže (viz obrázek 34).

#### Výpočet minimálního průměru pístní hlavy

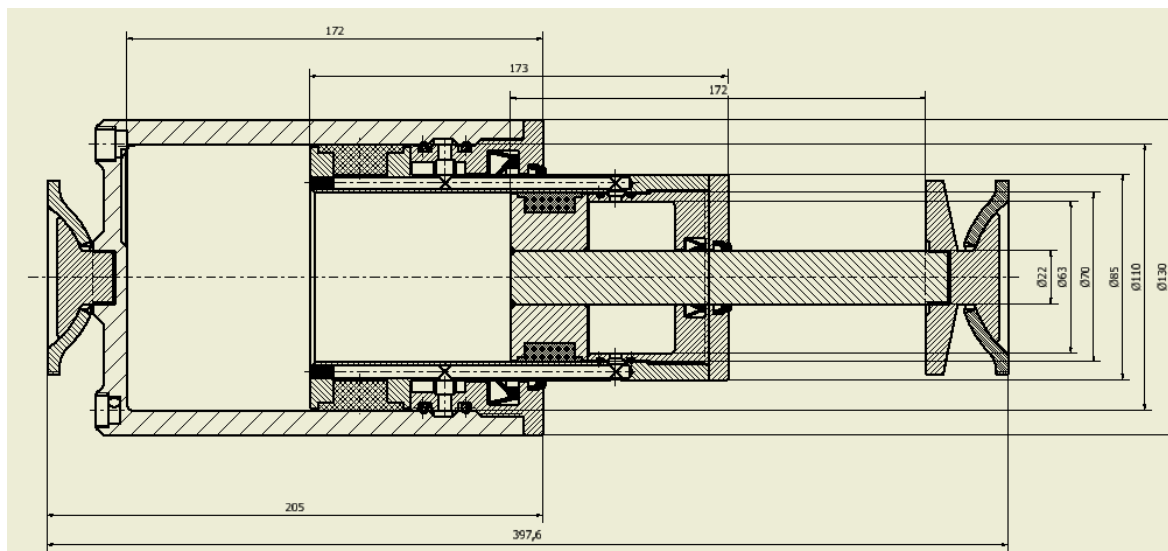


Schéma teleskopického hydraulického válce [34]

Minimální průměr pístní hlavy vypočtu ze vzorce výpočtu tlaku působícího na plochu mezikruží.

$$p_1 = \frac{F_{HV}}{S_1} \quad (23)$$

$$p_1 = \frac{4 \cdot F_{HV}}{\pi \cdot (D_1^2 - d^2)}$$

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HV}}{\pi \cdot p_1} + d^2}$$

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 53888}{\pi \cdot 20} + 22^2} = 62,6mm$$

Volím průměr  $D_1 = 63mm$

kde:

$D_1$  [mm, m] Minimální potřebný průměr mezikruží k zatažení hydraulického válce

$F_{HV}$  [N] Síla vyvozená hydraulickým válcem

$S_1$  [mm<sup>2</sup>, m<sup>2</sup>] Plocha mezikruží

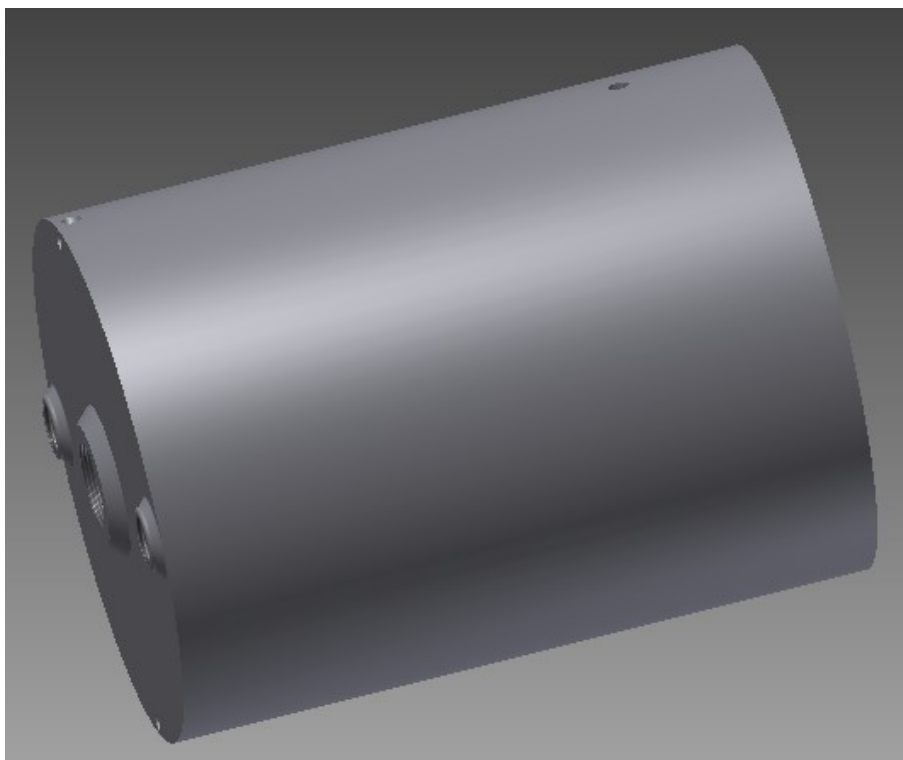
$p_1$  [MPa] Orientační tlak v obvodu

$d$  [mm, m] Průměr pístní tyče

#### Výpočet vnitřního průměru vnějšího válce

Vnější průměr teleskopického hydraulického válce je limitován vnitřním průměrem pružiny pneumático-mechanického pérování. Z vnějšího průměru teleskopického hydraulického válce vypočítávám postupně zbylé průměry. K nim se dostanu použitím teorií tlustostěnných nádob. Tloušťku stěny počítám postupně dle Guesta a dle HMM.

Průměr vnějšího válce (viz. obrázek 35) volím  $D_5 = 130mm$



Vnější válec [35]

Výpočet tloušťky stěny dle Guesta

$$\begin{aligned}
 \sigma_t &\leq \sigma_{TD} \\
 \frac{p_1 \cdot D_5}{2 \cdot t_2} &\leq \sigma_{TD} \\
 t_2 &\geq \frac{p_1 \cdot D_5}{2 \cdot \sigma_{TD}} \\
 t_2 &\geq \frac{20 \cdot 130}{2 \cdot 237} \\
 t_2 &\geq 5,49 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{24}$$

kde:

$\sigma_t$	[MPa]	Rovnoběžkové napětí
$\sigma_{TD}$	[MPa]	Dovolené tahové napětí
$p_1$	[MPa]	Orientační tlak v obvodu
$D_5$	[mm, m]	Maximální průměr teleskopického hydraulického válce
$t_2$	[mm, m]	Tloušťka stěny vnějšího válce

Výpočet tloušťky stěny dle HMH

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} \quad (25)$$

$$\sigma_1 = \sigma_t$$

$$\sigma_2 = \sigma_m = \frac{\sigma_1}{2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_1^2 + \left(\frac{\sigma_1}{2}\right)^2 - \sigma_1 \cdot \frac{\sigma_1}{2}} = \sigma_1 \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{4} - 1 \cdot \frac{1}{2}} = \sigma_1 \cdot \sqrt{\frac{3}{4}}$$

$$\sigma_{RED} = 0,86 \cdot \sigma_1 \leq \sigma_{TD}$$

$$0,86 \cdot \frac{p_1 \cdot D_5}{2 \cdot t_2} \leq \sigma_{TD}$$

$$t_2 \geq 0,86 \cdot \frac{p_1 \cdot D_5}{2 \cdot \sigma_{TD}}$$

$$t_2 \geq 0,86 \cdot \frac{20 \cdot 130}{2 \cdot 237}$$

$$t_2 \geq 4,72 \text{ mm}$$

kde:

$\sigma_t$  [MPa]    Rovnoběžkové napětí

$\sigma_{TD}$  [MPa]    Dovolené tahové napětí

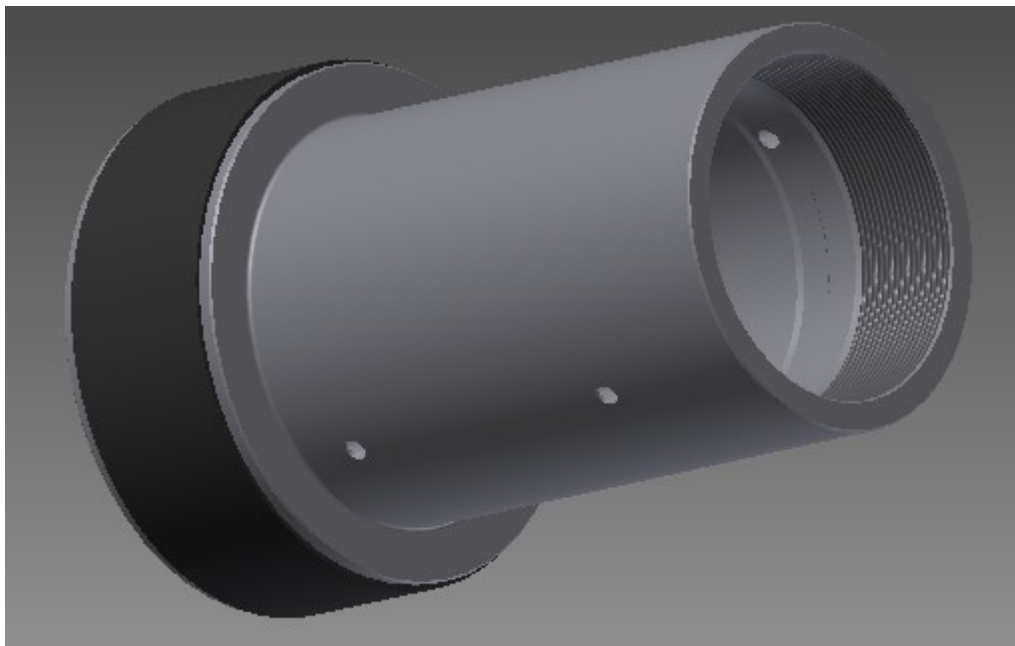
$p_1$  [MPa]    Orientační tlak v obvodu

$D_5$  [mm, m]    Maximální průměr teleskopického hydraulického válce

$t_2$  [mm, m]    Tloušťka stěny vnějšího válce

Volím vnitřní průměr vnějšího válce  $D_4 = 110 \text{ mm}$  a to na základě výpočtů síly stěny válce.

Vnější průměr vnějšího pístu (viz. obrázek 36) volím  $D_3 = 85 \text{ mm}$



Vnější píst [36]

Výpočet tloušťky stěny dle Guesta

$$\begin{aligned}
 \sigma_t &\leq \sigma_{TD} \\
 \frac{p_1 \cdot D_3}{2 \cdot t_1} &\leq \sigma_{TD} \\
 t_1 &\geq \frac{p_1 \cdot D_3}{2 \cdot \sigma_{TD}} \\
 t_1 &\geq \frac{20 \cdot 85}{2 \cdot 237} \\
 t_1 &\geq 3,59 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{26}$$

kde:

$\sigma_t$	[MPa]	Rovnoběžkové napětí
$\sigma_{TD}$	[MPa]	Dovolené tahové napětí
$p_1$	[MPa]	Orientační tlak v obvodu
$D_3$	[mm, m]	Vnější průměr vnitřního válce
$t_1$	[mm, m]	Tloušťka stěny vnitřního válce

Výpočet tloušťky stěny dle HMM

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} \quad (27)$$

$$\sigma_1 = \sigma_t$$

$$\sigma_2 = \sigma_m = \frac{\sigma_1}{2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_1^2 + \left(\frac{\sigma_1}{2}\right)^2 - \sigma_1 \cdot \frac{\sigma_1}{2}} = \sigma_1 \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{4} - 1 \cdot \frac{1}{2}} = \sigma_1 \cdot \sqrt{\frac{3}{4}}$$

$$\sigma_{RED} = 0,86 \cdot \sigma_1 \leq \sigma_{TD}$$

$$0,86 \cdot \frac{p_1 \cdot D_3}{2 \cdot t_1} \leq \sigma_{TD}$$

$$t_1 \geq 0,86 \cdot \frac{p_1 \cdot D_3}{2 \cdot \sigma_{TD}}$$

$$t_1 \geq 0,86 \cdot \frac{20 \cdot 130}{2 \cdot 237}$$

$$t_1 \geq 3,08mm$$

kde:

$\sigma_t$  [MPa]   Rovnoběžkové napětí

$\sigma_{TD}$  [MPa]   Dovolené tahové napětí

$p_1$  [MPa]   Orientační tlak v obvodu

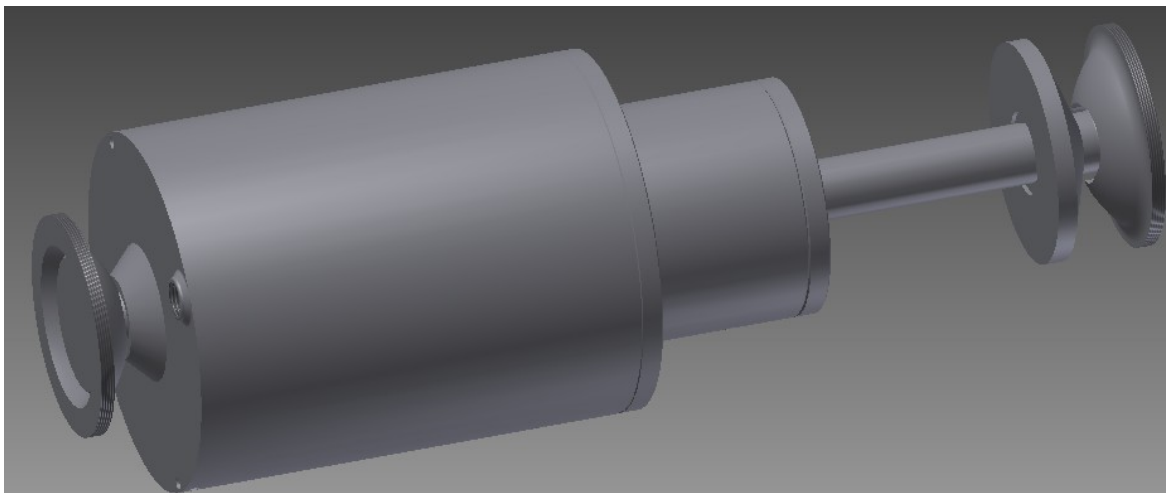
$D_3$  [mm, m]   Vnější průměr vnitřního válce

$t_1$  [mm, m]   Tloušťka stěny vnitřního válce

Volím vnitřní průměr vnitřního válce  $D_2 = 70mm$  a to na základě výpočtů síly stěny válce.

Určení délky jednotlivých sekcí teleskopického hydraulického válce (viz. obrázek 37)

Délku jednotlivých sekcí teleskopického hydraulického válce jsem zvolil teoreticky a to na délku  $l_s = 220mm$  jedné sekce. Posléze při návrhu samotného hydraulického válce jsem potřeboval navrhnout kloubové uložení teleskopického hydraulického válce. Proto jsem délku teleskopického hydraulického válce redukoval na potřebnou velikost.



Orientační obrázek teleskopického hydraulického válce [37]

#### **6.1.6) Kontrola jednotlivých závitů na teleskopickém hydraulickém válci**

##### Kontrola závitu velkého víčka M 115 x 1,5

Parametry závitu M115 x 1,5

$$P_{115} = 1,5mm$$

$$d_{115} = 115mm$$

$$d_{2-115} = 114mm$$

$$D_{1-115} = 113,5mm$$

$$d_{3-115} = 113mm$$

$$\alpha_z = 60^\circ$$

$$f_z = 0,12 -$$

Výpočet pomocných úhlů závitu, které jsou úhel stoupání a úhel tření.

$$\psi_{115} = \operatorname{arctg} \frac{P_{115}}{\pi \cdot d_{2-115}} \quad (28)$$

$$\varphi'_{115} = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} \quad (29)$$

$$\psi_{115} = \operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 114} = 0,24^\circ$$

$$\varphi'_{115} = \operatorname{arctg} \frac{0,12}{\cos \frac{60}{2}} = 7,89^\circ$$



kde:

$\psi_{115}$	$[\circ]$	Úhel stoupání
$\varphi'_{115}$	$[\circ]$	Třecí úhel
$\alpha_z$	$[\circ]$	Úhel metrického závitu
$P_{115}$	$[mm, m]$	Stoupání závitu M115
$d_{115}$	$[mm, m]$	Jmenovitý průměr závitu
$d_{2-115}$	$[mm, m]$	Střední průměr závitu
$D_{1-115}$	$[mm, m]$	Malý průměr matice
$d_{3-72}$	$[mm, m]$	Malý průměr šroubu
$f_z$	$[-]$	Tření kov – kov

Výpočet třecího momentu

$$M_{TZ-115} = F_{DOV} \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_{2-115}}{2} \quad (30)$$

$$M_{TZ-115} = 107776 \cdot \tan(0,24 + 7,89) \cdot \frac{0,114}{2} = 878 Nm$$

kde:

$M_{TZ-115}$	$[Nm]$	Třecí moment závitu M115 x 1,5
$\psi_{115}$	$[\circ]$	Úhel stoupání
$\varphi'_{115}$	$[\circ]$	Třecí úhel
$d_{2-115}$	$[mm, m]$	Střední průměr závitu

Smykové napětí v závitu M115 x 1,5

$$\tau_{115} = \frac{16 \cdot M_{TZ-115}}{\pi \cdot d_{3-115}^3} \quad (31)$$

$$\tau_{115} = \frac{16 \cdot 878}{\pi \cdot 0,113^3} = 3,1 MPa$$

kde:

$\tau_{115}$  [MPa] Smykové napětí v závitu M115 x 1,5

$M_{TZ-115}$  [Nm] Třecí moment závitu M115 x 1,5

$d_{3-115}$  [mm, m] Malý průměr závitu

Tahové napětí v závitu M115 x 1,5

$$\sigma_{115} = \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot d_{3-115}^2} \quad (32)$$

$$\sigma_{115} = \frac{4 \cdot 107776}{\pi \cdot 113^2} = 10,75 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_{115}$  [MPa] Tahové napětí v závitu M115 x 1,5

$F_{DOV}$  [N] Dovolená síla působící na hydraulický válec

$d_{3-115}$  [mm, m] Malý průměr závitu

Redukované napětí závitu M115 x 1,5

$$\sigma_{RED-115} = \sqrt{\sigma_{115}^2 + 3 \cdot \tau_{115}^2} \quad (33)$$

$$\sigma_{RED-115} = \sqrt{10,75^2 + 3 \cdot 3,1^2} = 12 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_{RED-115}$  [MPa] Redukované napětí v závitu M115 x 1,5

$\sigma_{115}$  [MPa] Tahové napětí v závitu M115 x 1,5

$\tau_{115}$  [MPa] Smykové napětí v závitu M115 x 1,5

Není zde vůbec za potřebí spočítat velikost bezpečnosti, protože již zřejmé, že bude velká.

Výpočet minimálního potřebného počtu závitů závitu M115 x 1,5

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot (d_{115}^2 - D_{1-115}^2) \cdot z_{115}} \leq p_{DOV} \approx \sigma_{TD} \quad (34)$$

$$z_{115} \geq \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot (d_{115}^2 - D_{1-115}^2) \cdot p_{DOV}} = \frac{4 \cdot 107776}{\pi \cdot (115^2 - 113^2) \cdot 237}$$

$$z_{115} \geq 1,27 -$$

kde:

$\sigma_{TD}$  [MPa] Dovolené tahové napětí

$p_z$  [MPa] Tlak v závitě

$p_{DOV}$  [MPa] Dovolенý tlak v závitě (je přibližně stejně velký jako dovolené tahové napětí)

$F_{DOV}$  [N] Dovolенá síla působící na hydraulický válec

$d_{115}$  [mm, m] Jmenovitý průměr závitu

$D_{1-115}$  [mm, m] Malý průměr

$z_{115}$  [-] Minimální počet závitů

Kontrola zvolené výšky závitu

$$z_{K-115} = \frac{H_{115}}{P_{115}} \quad (35)$$

$$z_{K-115} = \frac{17}{1,5} = 11,333 -$$

$$z_{K-115} \geq z_{115}$$

$H_{115}$  [mm, m] Výška závitu

$P_{115}$  [mm, m] Stoupání závitu M115

$z_{115}$  [-] Minimální počet závitů

$z_{K-115}$  [-] Navržený počet závitů

### Kontrola závitu malého víčka M 72 x 1,5

Parametry závitu M 72 x 1,5

$$P_{72} = 1,5mm$$

$$d_{72} = 72mm$$

$$d_{2-72} = 71,026mm$$

$$D_{1-72} = 70,376mm$$

$$d_{3-72} = 70,160mm$$

$$\alpha_z = 60^\circ$$

$$f_z = 0,12 -$$

Výpočet pomocných úhlů závitu, které jsou úhel stoupání a úhel tření.

$$\psi_{72} = \arctan \frac{P_{72}}{\pi \cdot d_{2-72}} \quad (36)$$

$$\phi'_{72} = \arctan \frac{0,12}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} \quad (37)$$

$$\psi_{72} = \arctan \frac{1,5}{\pi \cdot 71,026} = 0,39^\circ$$

$$\phi'_{72} = \arctan \frac{0,12}{\cos \frac{60}{2}} = 7,89^\circ$$

kde:

$$\psi_{72} \quad [^\circ] \quad \text{Úhel stoupání}$$

$$\phi'_{72} \quad [^\circ] \quad \text{Třecí úhel}$$

$$\alpha_z \quad [^\circ] \quad \text{Úhel metrického závitu}$$

$$P_{72} \quad [mm, m] \quad \text{Stoupání závitu M72}$$

$$d_{72} \quad [mm, m] \quad \text{Jmenovitý průměr závitu}$$

$$d_{2-72} \quad [mm, m] \quad \text{Střední průměr závitu}$$

$$D_{1-72} \quad [mm, m] \quad \text{Malý průměr matice}$$

$$d_{3-72} \quad [mm, m] \quad \text{Malý průměr šroubu}$$

$$f_z \quad [-] \quad \text{Tření kov – kov}$$

Výpočet třecího momentu

$$M_{TZ-72} = F_{DOV} \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_{2-72}}{2} \quad (38)$$

$$M_{TZ-72} = 107776 \cdot \tan(0,39 + 7,89) \cdot \frac{0,071026}{2} = 557 Nm$$

kde:

$M_{TZ-72}$  [Nm] Třecí moment závitu M72 x 1,5

$\psi_{72}$  [°] Úhel stoupání

$\varphi'_{72}$  [°] Třecí úhel

$d_{2-72}$  [mm, m] Střední průměr závitu

Smykové napětí v závitu M72 x 1,5

$$\tau_{72} = \frac{16 \cdot M_{TZ-72}}{\pi \cdot d_{3-72}^3} \quad (39)$$

$$\tau_{72} = \frac{16 \cdot 557}{\pi \cdot 0,07016^3} = 8,21 MPa$$

kde:

$\tau_{72}$  [MPa] Smykové napětí v závitu M72 x 1,5

$M_{TZ-72}$  [Nm] Třecí moment závitu M72 x 1,5

$d_{3-72}$  [mm, m] Malý průměr šroubu

Tahové napětí v závitu M72 x 1,5

$$\sigma_{72} = \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot d_{3-72}^2} \quad (40)$$

$$\sigma_{72} = \frac{4 \cdot 107776}{\pi \cdot 70,16^2} = 27,9 MPa$$

kde:

- $\sigma_{72}$  [MPa] Tahové napětí v závitu M72 x 1,5  
 $F_{DOV}$  [N] Dovolená síla působící na hydraulický válec  
 $d_{3-72}$  [mm, m] Malý průměr šroubu

Redukované napětí závitu M72 x 1,5

$$\sigma_{RED-72} = \sqrt{\sigma_{72}^2 + 3 \cdot \tau_{72}^2} \quad (41)$$

$$\sigma_{RED-72} = \sqrt{8,21^2 + 3 \cdot 27,9^2} = 49 \text{ MPa}$$

kde:

- $\sigma_{RED-72}$  [MPa] Redukované napětí v závitu M72 x 1,5  
 $\sigma_{72}$  [MPa] Tahové napětí v závitu M72 x 1,5  
 $\tau_{72}$  [MPa] Smykové napětí v závitu M72 x 1,5

Není zde vůbec za potřebí spočítat velikost bezpečnosti, protože je již zřejmé, že bude velká.

Výpočet minimálního potřebného počtu závitů závitu M72 x 1,5

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot (d_{72}^2 - D_{1-72}^2) \cdot z_{72}} \leq p_{DOV} \approx \sigma_{TD} \quad (42)$$

$$z_{72} \geq \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot (d_{72}^2 - D_{1-72}^2) \cdot p_{DOV}} = \frac{4 \cdot 107776}{\pi \cdot (72^2 - 70,376^2) \cdot 237}$$

$$z_{72} \geq 2,504 -$$

kde:

- $\sigma_{TD}$  [MPa] Dovolené tahové napětí  
 $p_z$  [MPa] Tlak v závitu  
 $p_{DOV}$  [MPa] Dovolенý tlak v závitu (je přibližně stejně velký jako dovolené tahové napětí)  
 $F_{DOV}$  [N] Dovolená síla působící na hydraulický válec  
 $d_{72}$  [mm, m] Jmenovitý průměr závitu

$D_{1-72}$  [mm, m] Malý průměr

$z_{72}$  [-] Minimální počet závitů

Kontrola zvolené výšky závitu

$$z_{K-72} = \frac{H_{72}}{P_{72}} \quad (43)$$

$$z_{K-72} = \frac{10}{1,5} = 6,666 -$$

$$z_{K-72} \geq z_{72}$$

$H_{72}$  [mm, m] Výška závitu

$P_{72}$  [mm, m] Stoupání závitu M72

$z_{72}$  [-] Minimální počet závitů

$z_{K-72}$  [-] Navržený počet závitů

#### Kontrola závitu pístní tyče M 22 x 0,5

Parametry závitu M 22 x 0,5

$$P_{22} = 0,5mm$$

$$d_{22} = 22mm$$

$$d_{2-22} = 21,675mm$$

$$D_{1-22} = 21,459mm$$

$$d_{3-22} = 21,387mm$$

$$\alpha_z = 60^\circ$$

$$f_z = 0,12 -$$

Výpočet pomocných úhlů závitu, které jsou úhel stoupání a úhel tření.

$$\psi_{22} = \arctan \frac{P_{22}}{\pi \cdot d_{2-22}} \quad (44)$$

$$\varphi'_{22} = \arctan \frac{0,12}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} \quad (45)$$

$$\psi_{22} = \arctan \frac{0,5}{\pi \cdot 21,675} = 0,42^\circ$$

$$\varphi'_{22} = \arctan \frac{0,12}{\cos \frac{60}{2}} = 7,89^\circ$$

kde:

$\psi_{22}$	$[\circ]$	Úhel stoupání
$\varphi'_{22}$	$[\circ]$	Třecí úhel
$\alpha_z$	$[\circ]$	Úhel metrického závitu
$P_{22}$	$[mm, m]$	Stoupání závitu M72
$d_{22}$	$[mm, m]$	Jmenovitý průměr závitu
$d_{2-22}$	$[mm, m]$	Střední průměr závitu
$D_{1-22}$	$[mm, m]$	Malý průměr matice
$d_{3-22}$	$[mm, m]$	Malý průměr šroubu
$f_z$	$[-]$	Tření kov – kov

Výpočet třecího momentu

$$M_{TZ-22} = F_{DOV} \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_{2-22}}{2} \quad (46)$$

$$M_{TZ-22} = 107776 \cdot \tan(0,42 + 7,89) \cdot \frac{0,021675}{2} = 171 Nm$$

kde:

$M_{TZ-22}$	$[Nm]$	Třecí moment závitu M22 x 0,5
$\psi_{22}$	$[\circ]$	Úhel stoupání
$\varphi'_{22}$	$[\circ]$	Třecí úhel
$d_{2-22}$	$[mm, m]$	Střední průměr závitu



Smykové napětí v závitu M22 x 0,5

$$\tau_{22} = \frac{16 \cdot M_{TZ-22}}{\pi \cdot d_{3-22}^3} \quad (47)$$

$$\tau_{22} = \frac{16 \cdot 171}{\pi \cdot 0,021387^3} = 89 MPa$$

kde:

$\tau_{22}$  [MPa] Smykové napětí v závitu M22 x 0,5

$M_{TZ-22}$  [Nm] Třecí moment závitu M22 x 0,5

$d_{3-22}$  [mm, m] Malý průměr šroubu

Tahové napětí v závitu M22 x 0,5

$$\sigma_{22} = \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot d_{3-22}^2} \quad (48)$$

$$\sigma_{22} = \frac{4 \cdot 107776}{\pi \cdot 21,387^2} = 300 MPa$$

kde:

$\sigma_{22}$  [MPa] Tahové napětí v závitu M22 x 0,5

$F_{DOV}$  [N] Dovolena síla působící na hydraulický válec

$d_{3-22}$  [mm, m] Malý průměr šroubu

Redukované napětí závitu M22 x 0,5

$$\sigma_{RED-22} = \sqrt{\sigma_{22}^2 + 3 \cdot \tau_{22}^2} \quad (49)$$

$$\sigma_{RED-22} = \sqrt{300^2 + 3 \cdot 89^2} = 337 MPa$$

kde:

$\sigma_{RED-22}$  [MPa] Redukované napětí v závitu M22 x 0,5

$\sigma_{22}$  [MPa] Tahové napětí v závitu M22 x 0,5

$\tau_{22}$  [MPa] Smykové napětí v závitu M22 x 0,5

Výpočet bezpečnosti šroubového spojení M22 x 0,5

$$k_{22} = \frac{R_e}{\sigma_{RED-22}} \quad (50)$$

$$k_{22} = \frac{685}{337} = 2,03 -$$

kde:

$\sigma_{RED-22}$  [MPa] Redukované napětí v závitu M22 x 0,5

$k_{22}$  [-] Bezpečnost šroubového spojení M22 x 0,5

$R_e$  [MPa] Mez kluzu

Výpočet minimálního potřebného počtu závitů závitů M22 x 0,5

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot (d_{22}^2 - D_{1-22}^2) \cdot z_{22}} \leq p_{DOV} \approx \sigma_{TD} \quad (51)$$

$$z_{22} \geq \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot (d_{22}^2 - D_{1-22}^2) \cdot p_{DOV}} = \frac{4 \cdot 107776}{\pi \cdot (22^2 - 21,459^2) \cdot 237}$$

$$z_{22} \geq 24,6 -$$

kde:

$\sigma_{TD}$  [MPa] Dovolené tahové napětí

$p_z$  [MPa] Tlak v závitu

$p_{DOV}$  [MPa] Dovolенý tlak v závitu (je přibližně stejně velký jako dovolené tahové napětí)

$F_{DOV}$  [N] Dovolенá síla působící na hydraulický válec

$d_{22}$  [mm, m] Jmenovitý průměr závitů

$D_{1-22}$  [mm, m] Malý průměr

$z_{22}$  [-] Minimální počet závitů

## Kontrola zvolené výšky závitu

$$z_{K-22} = \frac{H_{22}}{P_{22}} \quad (52)$$

$$z_{K-22} = \frac{14}{0,5} = 28 -$$

$$z_{K-22} \geq z_{22}$$

$H_{22}$  [mm, m] Výška závitu

$P_{22}$  [mm, m] Stoupání závitu M22x0,5

$z_{22}$  [-] Minimální počet závitů

$z_{K-22}$  [-] Navržený počet závitů

## Kontrola závitu úchytů M 80 x 1

### Parametry závitu M 80 x 1

$$P_{80} = 1mm$$

$$d_{80} = 80mm$$

$$d_{2-80} = 79,35mm$$

$$D_{1-80} = 78,917mm$$

$$d_{3-80} = 78,773mm$$

$$\alpha_z = 60^\circ$$

$$f_z = 0,12 -$$

Výpočet pomocných úhlů závitu, které jsou úhel stoupání a úhel tření.

$$\psi_{80} = \arctan \frac{P_{80}}{\pi \cdot d_{2-80}} \quad (53)$$

$$\varphi'_{80} = \arctan \frac{0,12}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} \quad (54)$$

$$\psi_{22} = \arctan \frac{1}{\pi \cdot 79,35} = 0,23^\circ$$

$$\varphi'_{22} = \arctan \frac{0,12}{\cos \frac{60}{2}} = 7,89^\circ$$

kde:

$\psi_{80}$	$[\circ]$	Úhel stoupání
$\varphi'_{80}$	$[\circ]$	Třecí úhel
$\alpha_z$	$[\circ]$	Úhel metrického závitu
$P_{22}$	$[mm, m]$	Stoupání závitu M72
$d_{80}$	$[mm, m]$	Jmenovitý průměr závitu
$d_{2-80}$	$[mm, m]$	Střední průměr závitu
$D_{1-80}$	$[mm, m]$	Malý průměr matice
$d_{3-80}$	$[mm, m]$	Malý průměr šroubu
$f_z$	$[-]$	Tření kov – kov

Výpočet třecího momentu

$$M_{TZ-80} = F_{DOV} \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_{2-80}}{2} \quad (55)$$

$$M_{TZ-80} = 107776 \cdot \tan(0,23 + 7,89) \cdot \frac{0,07935}{2} = 610 Nm$$

kde:

$M_{TZ-80}$	$[Nm]$	Třecí moment závitu M80 x 1
$\psi_{80}$	$[\circ]$	Úhel stoupání
$\varphi'_{80}$	$[\circ]$	Třecí úhel
$d_{2-80}$	$[mm, m]$	Střední průměr závitu

Smykové napětí v závitu M80 x 1

$$\tau_{80} = \frac{16 \cdot M_{TZ-80}}{\pi \cdot d_{3-80}^3} \quad (56)$$

$$\tau_{80} = \frac{16 \cdot 610}{\pi \cdot 0,078773^3} = 6,4 MPa$$

kde:

$\tau_{80}$  [MPa] Smykové napětí v závitu M80 x 1

$M_{TZ-80}$  [Nm] Třecí moment závitu M80 x 1

$d_{3-80}$  [mm, m] Malý průměr šroubu

Tahové napětí v závitu M80 x 1

$$\sigma_{80} = \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot d_{3-80}^2} \quad (57)$$

$$\sigma_{80} = \frac{4 \cdot 107776}{\pi \cdot 78,773^2} = 22,1 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_{80}$  [MPa] Tahové napětí v závitu M80 x 1

$F_{DOV}$  [N] Dovolená síla působící na hydraulický válec

$d_{3-80}$  [mm, m] Malý průměr šroubu

Redukované napětí závitu M80 x 1

$$\sigma_{RED-80} = \sqrt{\sigma_{80}^2 + 3 \cdot \tau_{80}^2} \quad (58)$$

$$\sigma_{RED-80} = \sqrt{22,1^2 + 3 \cdot 6,4^2} = 25 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_{RED-80}$  [MPa] Redukované napětí v závitu M80 x 1

$\sigma_{80}$  [MPa] Tahové napětí v závitu M80 x 1

$\tau_{80}$  [MPa] Smykové napětí v závitu M80 x 1

Není zde vůbec za potřebí spočítat velikost bezpečnosti, protože je již zřejmé, že bude velká.

Výpočet minimálního potřebného počtu závitů závitu M80 x 1

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot (d_{80}^2 - D_{1-80}^2) \cdot z_{80}} \leq p_{DOV} \approx \sigma_{TD} \quad (59)$$

$$z_{80} \geq \frac{4 \cdot F_{DOV}}{\pi \cdot (d_{80}^2 - D_{1-80}^2) \cdot p_{DOV}} = \frac{4 \cdot 107776}{\pi \cdot (80^2 - 78,917^2) \cdot 237}$$

$$z_{80} \geq 3,4 -$$

kde:

$\sigma_{TD}$  [MPa] Dovolené tahové napětí

$p_z$  [MPa] Tlak v závitě

$p_{DOV}$  [MPa] Dovolенý tlak v závitě (je přibližně stejně velký jako dovolené tahové napětí)

$F_{DOV}$  [N] Dovolенá síla působící na hydraulický válec

$d_{80}$  [mm, m] Jmenovitý průměr závitu

$D_{1-80}$  [mm, m] Malý průměr

$z_{80}$  [-] Minimální počet závitů

Kontrola zvolené výšky závitu

$$z_{K-80} = \frac{H_{80}}{P_{80}} \quad (60)$$

$$z_{K-80} = \frac{5}{1} = 5 -$$

$$z_{K-80} \geq z_{80}$$

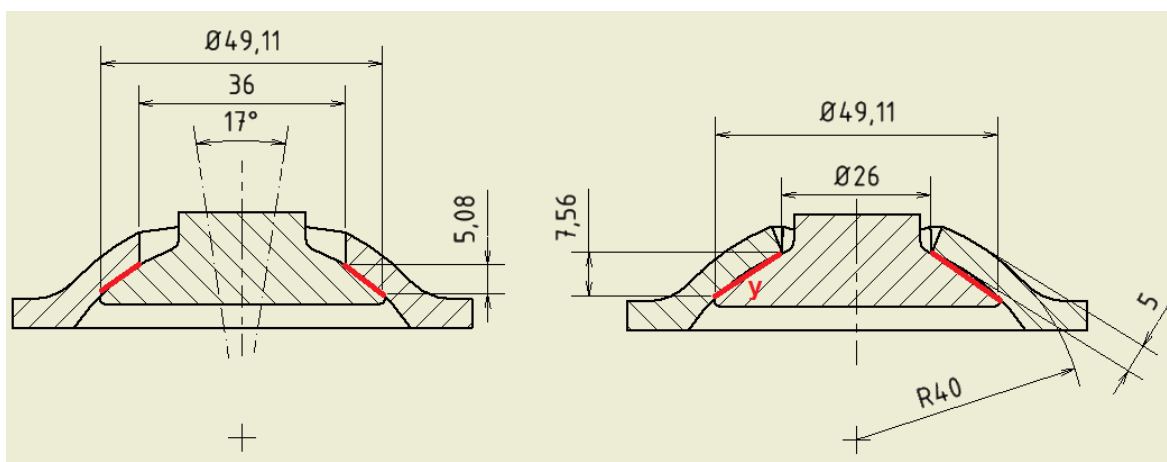
$H_{80}$  [mm, m] Výška závitu

$P_{80}$  [mm, m] Stoupání závitu M80x1

$z_{80}$  [-] Minimální počet závitů

$z_{K-80}$  [-] Navržený počet závitů

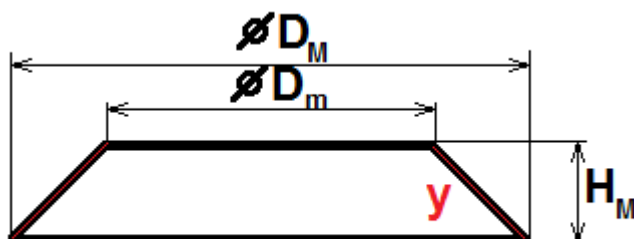
### 6.1.7) Výpočet uložení hydraulického válce



Řez navrhovaným hruškovým kloubem s odhadem náklonu [38]

Kvůli naklápění desek pérování na obě strany od neutrální osy, je zapotřebí hydraulický válec upevnit kloubově. Ale zde nastává problém, klasické kloubové uložení za pomoci čepů je velké pro tuto aplikaci. Proto jsem byl nucen vymyslet nové řešení kloubového uložení tak, aby tento návrh nebyl pouhá slepá ulička. Na obrázku viz výše (viz. obrázek 38) jsem znázornil plochu, na kterou působí síla  $F_{HV}$ . Z této plochy jsem vypočítal tlak působící na styčnou plochu a z tohoto tlaku jsem aplikováním teorie tlustostěnných nádob vypočítal minimální sílu stěny.

Výpočet plochy  $S_S$  (viz. obrázek 39)



Plocha mezikruží  $S_S$  [39]

Výpočet přepony dle Pythagorovy věty

$$y = \sqrt{\left(\frac{D_M - d_m}{2}\right)^2 + H_M^2} \quad (61)$$

$$y = \sqrt{\left(\frac{49,11 - 26}{2}\right)^2 + 7,56^2} = 13,8 \text{ mm}$$

kde:

- $y$        $[mm, m]$    Strana mezikruží hrušky
- $D_M$      $[mm, m]$    Velký průměr mezikruží hrušky
- $d_m$      $[mm, m]$    Malý průměr mezikruží hrušky
- $H_M$      $[mm, m]$    Výška mezikruží hrušky

Výpočet plochy  $S_S$

$$S_S = o_S \cdot y \quad (62)$$

$$o_S = \frac{D_M + D_m}{2} \cdot \pi \quad (63)$$

$$S_S = \frac{D_M + D_m}{2} \cdot \pi \cdot y = \frac{49,11 + 26}{2} \cdot \pi \cdot 13,8 = 1628 \text{ mm}^2$$

kde:

- $S_S$      $[mm^2, m^2]$    Plocha mezikruží hrušky
- $y$        $[mm, m]$    Strana mezikruží hrušky
- $D_M$      $[mm, m]$    Velký průměr mezikruží hrušky
- $d_m$      $[mm, m]$    Malý průměr mezikruží hrušky
- $o_S$      $[mm, m]$    Obvod středního průměru hrušky



### Tlak působící na plochu $S_s$

$$p_s = \frac{F_{HV}}{S_s} \leq p_{DO} \quad (64)$$

$$p_{DOV} \cong \sigma_D$$

$$p_{DO} = \frac{\pi}{4} \cdot p_{DOV}$$

$$p_s = \frac{F_{HV}}{S_s} \leq \frac{\pi}{4} \cdot \sigma_D \Rightarrow p_s = \frac{53888}{1628} \leq \frac{\pi}{4} \cdot 237 \Rightarrow p_s = 33,1 \text{ MPa} \leq 186,1 \text{ MPa}$$

kde:

$p_s$  [MPa] Tlak působící na plochu  $S_s$

$S_s$  [mm<sup>2</sup>, m<sup>2</sup>] Plocha mezikruží hrušky

$F_{HV}$  [N] Síla vyvozená hydraulickým válcem

$p_{DO}$  [MPa] Dovolенý tlak na kulovou a válcovou plochu

$p_{DOV}$  [MPa] Dovolенý tlak v závitu (je přibližně stejně velký jako dovolенé tahové napětí)

### Výpočet tloušťky stěny protikusu hrušky dle Guesta a HMM

Výpočet dle Guesta

$$\sigma_t \leq \sigma_{TD}$$

$$\frac{p_s \cdot D_s}{2 \cdot s} \leq \sigma_{TD} \quad (65)$$

$$s \geq \frac{p_s \cdot D_s}{2 \cdot \sigma_{TD}}$$

$$s \geq \frac{33,1 \cdot 80}{2 \cdot 237}$$

$$s \geq 5,59 \text{ mm}$$

kde:

$\sigma_t$  [MPa] Rovnoběžkové napětí

$\sigma_{TD}$  [MPa] Dovolенé tahové napětí

$p_s$	$[MPa]$	Tlak působící na plochu $S_s$
$D_s$	$[mm, m]$	Vnější průměr kulové plochy
$s$	$[mm, m]$	Tloušťka stěny hrušky

Výpočet dle HMM

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} \quad (66)$$

$$\sigma_1 = \sigma_t$$

$$\sigma_2 = \sigma_m = \frac{\sigma_1}{2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_1^2 + \left(\frac{\sigma_1}{2}\right)^2 - \sigma_1 \cdot \frac{\sigma_1}{2}} = \sigma_1 \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{4} - 1 \cdot \frac{1}{2}} = \sigma_1 \cdot \sqrt{\frac{3}{4}}$$

$$\sigma_{RED} = 0,86 \cdot \sigma_1 \leq \sigma_{TD}$$

$$0,86 \cdot \frac{p_s \cdot D_s}{2 \cdot s} \leq \sigma_{TD}$$

$$s \geq 0,86 \cdot \frac{p_s \cdot D_s}{2 \cdot \sigma_{TD}}$$

$$s \geq 0,86 \cdot \frac{33,1 \cdot 80}{2 \cdot 237}$$

$$s \geq 4,8mm$$

kde:

$$\sigma_t \quad [MPa] \quad \text{Rovnoběžkové napětí}$$

$$\sigma_{TD} \quad [MPa] \quad \text{Dovolené tahové napětí}$$

$$p_s \quad [MPa] \quad \text{Tlak působící na plochu } S_s$$

$$D_s \quad [mm, m] \quad \text{Vnější průměr kulové plochy}$$

$$s \quad [mm, m] \quad \text{Tloušťka stěny hrušky}$$

Volím sílu stěny  $s = 5mm$

## **7) Přidání zvedacího hydraulického válce na čep tlumiče**

Tento návrh se mi zdál realizovatelný vzhledem k 3D modelu, který jsem obdržel od společnosti TATRA. Ale po návštěvě společnosti TATRA a po osobním prohlédnutí si podvozku jsem došel k závěru, že tato možnost není realizovatelná. A to z hlediska

nedostatku místa pro umístění hydraulického válce. Z jedné strany by tento válec narážel do pneumatiky a ze strany druhé by nešel namontovat, protože je zde ovládání brzd.

### **8) Řešení hydraulického obvodu**

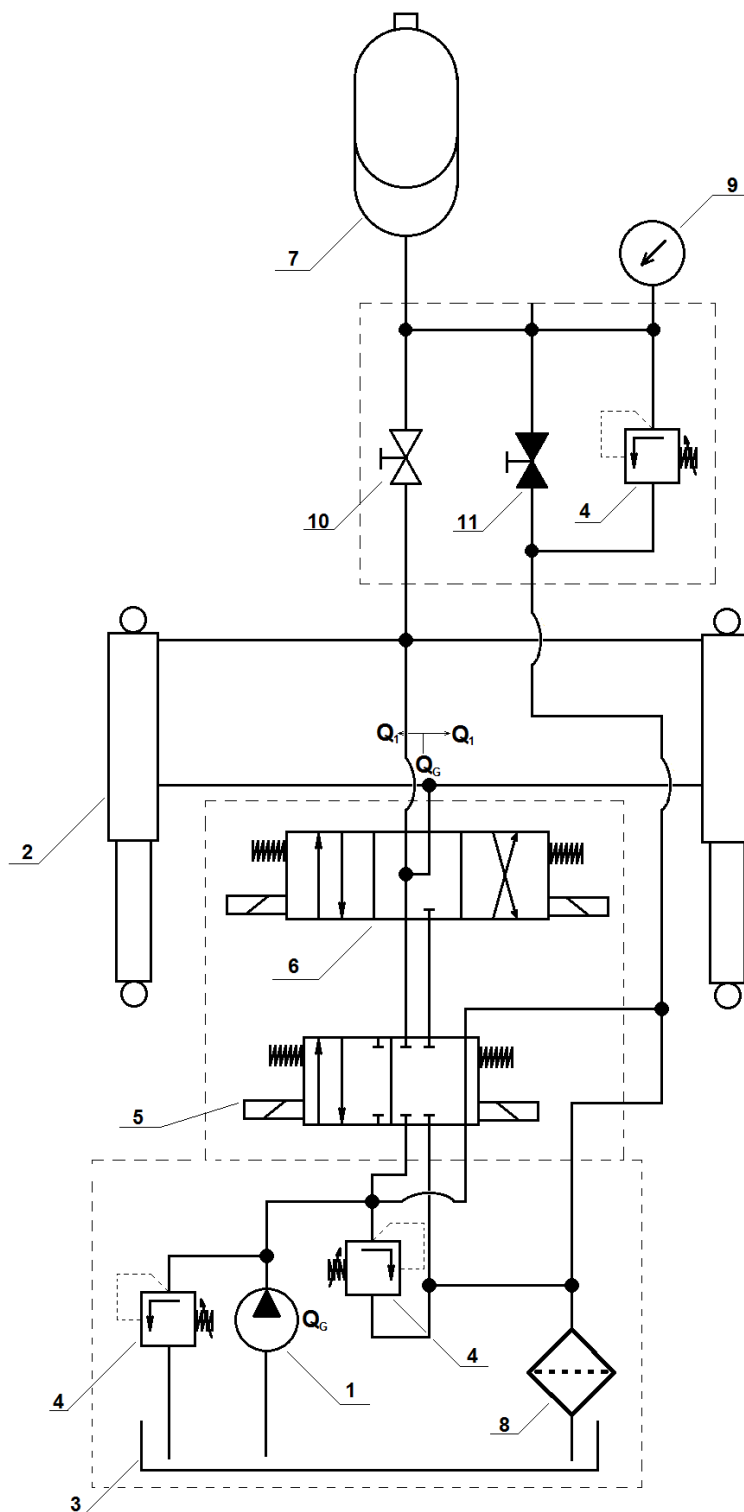


Schéma hydraulického obvodu [40]

Popis schématu viz obrázek výše (viz. obrázek 40)

- 1 Hydrogenerátor BOSCH
- 2 Mnou navrhovaný teleskopický hydromotor
- 3 Nádrž o objemu cca 5l
- 4 Pojistné ventily
- 5 Rozvaděč dvupolohový šesti-cestný
- 6 Rozvaděč třípolohový čtyř-cestný
- 7 Akumulátor o objemu 2,5l s bezpečnostním uzlem
- 8 Filtr
- 9 Manometr
- 10 Ventil manuálního odpojení akumulátoru
- 11 Ventil manuálního vypuštění akumulátoru

## **8.1) Jednotlivé komponenty hydraulického obvodu a jejich charakteristické vlastnosti**

### **8.1.0) Ekologicky odbouratelný olej HEES**

Zvolil jsem ekologicky odbouratelný olej skupiny HEES, protože беру zřetel na typ vozidla a jeho určení. Zvolil jsem následující ekologicky odbouratelný olej (viz. tabulka 2 [41]):

<b>Plantohyd S32 (HEES)</b>	
<b>Veličina</b>	<b>Hodnota</b>
<b>Kinematická viskozita při 40°C</b>	$\nu_{40} = 32 \text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
<b>Kinematická viskozita při 100°C</b>	$\nu_{100} = 7,1 \text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
<b>Hustota oleje</b>	$\rho = 921 \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
<b>Viskózní index</b>	$VI = 188 -$
<b>Bod vzplanutí</b>	$t_B = 246^\circ\text{C}$
<b>Bod mrazu</b>	$t_F = -51^\circ\text{C}$

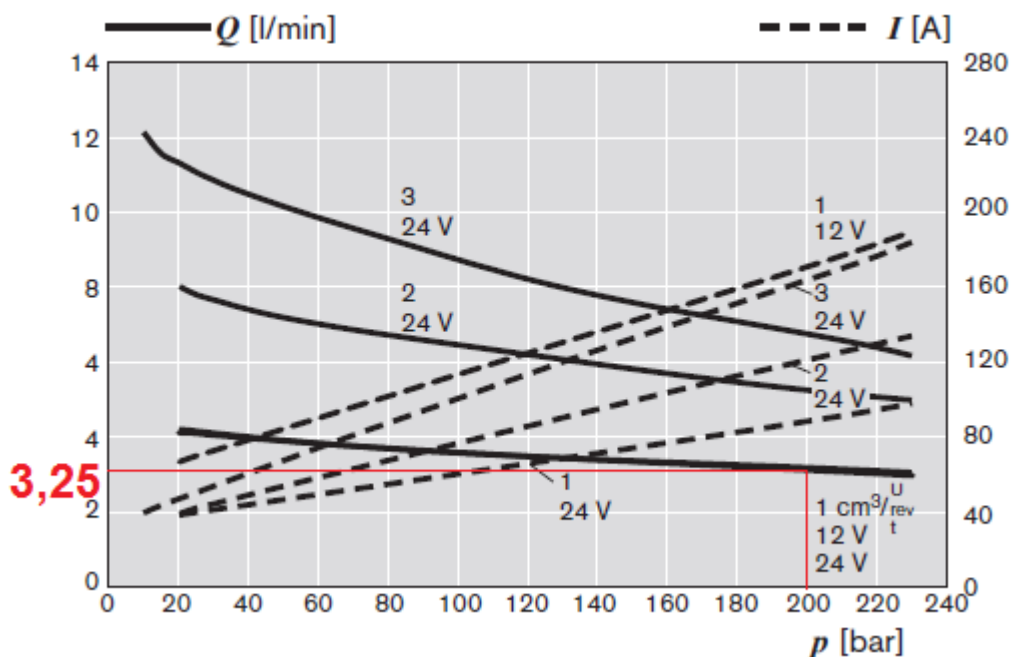
Tabulka 2 - Hodnoty hydraulického oleje HEES Plantohyd S32 [41]

### 8.1.1) Hydrogenerátor BOSCH

Zvolil jsem hydrogenerátor od firmy BOSCH, jelikož firma BOSCH má velký výběr hydrogenerátorů na nízké napětí. Protože obvod nepotřebuje velké průtoky a velkou rychlost, proto jsem zvolil hydrogenerátor s následujícími parametry (viz. tabulka 3 [42]):

BOSCH REXROTH - EHP24IDG54B1.0-02A1015L4	
Veličina	Hodnota
Objemové množství hydrogenerátoru	$V_G = 1 \text{ cm}^3$
Tlak hydrogenerátoru (Zvolil jsem)	$p_G = 200 \text{ bar}$
Průtok hydrogenerátoru (Odečetl jsem z charakteristiky hydrogenerátoru) (viz. obrázek 43)	$Q_G = 3,25 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$

Tabulka 3 – Parametry hydrogenerátoru BOSCH REXROTH [42]



Charakteristika hydrogenerátoru [43]

### 8.1.2) Teleskopický hydromotor

Původně jsem uvažoval vložení obyčejného hydraulického válce, ale protože potřebný zdvih v poměru k minimálním rozměrům při stlačení pérování, tuto možnost jsem

vyloučil. Poté jsem hledal na internetu vhodný teleskopický hydromotor, ale tyto hydromotory se vyrábějí na zakázku. Z tohoto jsem musel vyjít a navrhnout svůj vlastní hydromotor. Po navržnutí a vypočítání hydraulického obvodu budu muset zkontrolovat drážky v tomto hydromotoru. A to z důvodu možného turbulentního proudění kanálky v teleskopickém hydraulickém válci. Charakteristické rozměry hydraulického válce (viz. tabulka 4 [44]):

Teleskopický hydromotor	
Veličina	Hodnota
Průměr pístu	$D_1 = 63mm$
Průměr pístnice	$d = 22mm$
Plocha pístu	$S_p = 3117mm^2 = 31,2cm^2$
Plocha pístnice	$S_{pi} = 380mm^2 = 3,8cm^2$
Plocha mezikruží	$S_{MZ} = 2737mm^2 = 27,4cm^2$
Délka zdvihu	$l_p = 150mm = 0,15m$

Tabulka 4 – Parametry hydraulického válce [44]

#### **8.1.3) Nádrž na hydraulický olej**

Nádrž na hydraulickou kapalinu bude pravděpodobně v bloku s hydrogenerátorem, pojistnými ventily a filtry. Není za potřebí, aby objem nádrže na hydraulický olej byl příliš velký. Tudíž volím přibližný objem nádrže rovný 5l oleje.

#### **8.1.4) Pojistné ventily**

Tlak na pojistných ventilech jsem přibližně volil  $p_{pv} = 210bar$ , aby nedošlo k poškození hydraulického obvodu a hlavně hydraulických válců.

#### **8.1.5) Rozvaděč dvoupolohový šesti-cestný**

U společnosti BOSCH REXROTH se mi nepodařilo najít dvoupolohový šesti-cestný ventil, tak jsem kvůli výpočtům volil rozvaděč firmy BUTCHER HYDRAULICS LC8S – 4A. Parametry zvoleného rozvaděče (viz. tabulka 5 [45]):

<b>BUTCHER HYDRAULICS LC8S – 4A</b>	
<b>Veličina</b>	<b>Hodnota</b>
<b>Vstupní tlak</b>	$p_V = 250bar$
<b>Maximální tlak v cyklu na 10s</b>	$p_{MAX} = 280bar$
<b>Tlaková ztráta</b>	$p_{ZR1} = 1bar$

Tabulka 5 – Parametry rozvaděče dvupolohového šesti-cestného [45]

#### **8.1.6) Rozvaděč třípolohový čtyř-cestný**

Tento rozvaděč jsem zvolil od firmy BOSCH REXROTH a to typ WE – M. Parametry zvoleného rozvaděče (viz. tabulka 6 [46]):

<b>BUTCHER HYDRAULICS WE – M</b>	
<b>Veličina</b>	<b>Hodnota</b>
<b>Vstupní tlak</b>	$p_V = 350bar$
<b>Maximální tlak v cyklu na 10s</b>	$p_{MAX} = 210bar$
<b>Tlaková ztráta</b>	$p_{ZR2} = 0,2bar$

Tabulka 6 – Parametry rozvaděče třípolohového čtyř-cestného [46]

#### **8.1.7) Akumulátor**

Tento akumulátor bude mít za úkol vyrovnávat objemové změny při uzavřeném zapojení teleskopických hydraulických válců. Proto jsem musel vypočítat změny objemů při zataženém hydraulickém válci a při plně vytaženém hydraulickém válci. Z toho mi vyšel rozdíl objemů blížící se 1l, a protože jsou v obvodu dva teleskopické hydraulické válce, musel jsem výsledek vynásobit dvěma. A proto volím akumulátor firmy BOSCH REXROTH o objemu 2,5l **ABSBG-10/M 2,5 N EU 10 M 210 V B 2 M DC**.

#### **8.1.8) Filtr**

Vybral jsem filtr od firmy BOSCH REXROTH s přibližnou tlakovou ztrátou  $p_F = 0,5bar$

### **8.1.9) Manometr**

Je součástí sady akumulátoru.

### **8.1.10) Ventil manuálního odpojení akumulátoru**

Je součástí sady akumulátoru.

### **8.1.11) Ventil manuálního vypuštění akumulátoru**

Je součástí sady akumulátoru.

### **8.1.12) Potrubí**

Rozměry jednotlivých trubek v systému (viz tabulka 7 [47]):

<b>Potrubí</b>	
<b>Veličina</b>	<b>Hodnota</b>
<b>Průměr sacího potrubí</b>	$d_s = 20mm$
<b>Délka sacího potrubí</b>	$l_s = 0,2m = 200mm$
<b>Průměr výtlačného potrubí</b>	$d_v = 10mm$
<b>Délka výtlačného potrubí</b>	$l_v = 5m = 5000mm$
<b>Průměr odpadního potrubí</b>	$d_{OD} = 10mm$
<b>Délka odpadního potrubí</b>	$l_{OD} = 5m = 5000mm$

Tabulka 7 – seznam jednotlivých hodnot potrubí [47]

## **8.2) Výpočet hydraulického obvodu**

Výpočet rychlosti kapaliny vytlačované hydrogenerátorem

$$\begin{aligned}v_G &= \frac{Q_G}{S_v} \\v_G &= \frac{4 \cdot Q_G}{\pi \cdot d_v^2}\end{aligned}\tag{67}$$



$$v_G = \frac{4 \cdot \left( \frac{3,25}{60 \cdot 1000} \right)}{\pi \cdot 0,01^2} = 0,69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$v_G$   $[m \cdot s^{-1}]$  Rychlost kapaliny vytlačované hydrogenerátorem

$Q_G$   $[m^3 \cdot s^{-1}]$  Průtok hydrogenerátoru

$S_V$   $[m^2]$  Plocha výtlačného potrubí

$d_V$   $[m]$  Průměr výtlačného potrubí

#### Výpočet Reynoldsova čísla pro výtlačné potrubí a určení typu proudění kapaliny

$$R_{E-V} = \frac{v_G \cdot d_V}{\nu_{40}} \quad (68)$$

$$R_{E-V} = \frac{0,69 \cdot 0,01}{32 \cdot 10^{-6}} = 215,5 -$$

$215,5 < 2320 \Rightarrow$  jde o laminární proudění

kde:

$R_{E-V}$   $[-]$  Reynoldsovo číslo výtlačného potrubí

$v_G$   $[m \cdot s^{-1}]$  Rychlost kapaliny vytlačované hydrogenerátorem

$d_V$   $[m]$  Průměr výtlačného potrubí

$\nu_{40}$   $[m^2 \cdot s^{-1}]$  Kinematická viskozita při 40°C

#### Součinitel tření v kapalině pro laminární proudění ve výtlačném potrubí

$$\lambda_V = \frac{75}{R_{E-V}} \quad (69)$$

$$\lambda_V = \frac{75}{215,5} = 0,35 -$$

kde:

$R_{E-V}$   $[-]$  Reynoldsovo číslo výtlačného potrubí

$\lambda_V$   $[-]$  Součinitel tření v kapalině pro laminární proudění ve výtlačném potrubí

#### Tlaková ztráta ve výtlačném potrubí

$$\Delta p_{ZV} = \frac{\lambda_V \cdot l_V \cdot v_G^2 \cdot \rho}{2 \cdot d_V} \quad (70)$$

$$\Delta p_{ZV} = \frac{0,35 \cdot 5 \cdot 0,69^2 \cdot 921}{2 \cdot 0,01} = 38111 Pa = 0,038 MPa$$

kde:

$\Delta p_{ZV}$   $[Pa, MPa]$  Tlaková ztráta ve výtlačném potrubí

$\lambda_V$   $[-]$  Součinitel tření v kapalině pro laminární proudění ve výtlačném potrubí

$l_V$   $[m]$  Délka výtlačného potrubí

$d_V$   $[m]$  Průměr výtlačného potrubí

$v_G$   $[m \cdot s^{-1}]$  Rychlost kapaliny vytlačované hydrogenerátorem

$\rho$   $[kg \cdot m^{-3}]$  Hustota oleje

#### Tlak za rozvaděči a před hydraulickými válci

$$p_{1-V} = p_{PV} - \Delta p_{ZV} - \Delta p_{ZR1} - \Delta p_{ZR2} \quad (71)$$

$$p_{1-V} = 21 - 0,038 - 0,1 - 0,02 = 20,7 MPa$$

kde:

$p_{1-V}$   $[Pa, MPa]$  Tlak za rozvaděči a před lineárními hydromotory

$\Delta p_{ZV}$   $[Pa, MPa]$  Tlaková ztráta ve výtlačném potrubí

$\Delta p_{ZR1}$   $[Pa, MPa]$  Tlaková ztráta na prvním rozvaděči

$\Delta p_{ZR2}$   $[Pa, MPa]$  Tlaková ztráta na druhém rozvaděči

$\Delta p_{ZV}$   $[Pa, MPa]$  Tlaková ztráta ve výtlačném potrubí

### Kontrolní plocha mezikruží válce

$$S_K = \frac{F_{HV}}{p_{1-V}} \quad (72)$$

$$S_K = \frac{53888}{20,7} = 2598 \text{ mm}^2 = 25,98 \text{ cm}^2$$

kde:

$S_K$   $[mm^2, cm^2]$  Kontrolní plocha mezikruží

$p_{1-V}$   $[Pa, MPa]$  Tlak za rozvaděči a před lineárními hydromotory

$F_{HV}$   $[N]$  Síla vyvozená hydraulickým válcem

### Průtok hydraulické kapaliny do jednoho hydraulického válce

$$Q_I = \frac{Q_G}{2} \quad (73)$$

$$Q_I = \frac{\left( \frac{3,25}{60 \cdot 1000} \right)}{2} = 2,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$Q_I$   $[m^3 \cdot s^{-1}]$  Průtok kapaliny do jednoho hydraulického válce

$Q_G$   $[m^3 \cdot s^{-1}]$  Průtok hydrogenerátoru

### Rychlost zasouvání válce

$$v_{MZ} = \frac{Q_I}{S_{MZ}} \quad (74)$$

$$v_{MZ} = \frac{2,7 \cdot 10^{-5}}{0,00274} = 0,0099 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$v_{MZ}$   $[m \cdot s^{-1}]$  Rychlost zasouvání válce

$Q_I$   $[m^3 \cdot s^{-1}]$  Průtok kapaliny do jednoho hydraulického válce

$S_{MZ}$   $[m^2]$  Plocha mezikruží

Potřebný čas na zvednutí nápravy

$$t_Z = \frac{l_P}{v_{MZ}} \quad (75)$$

$$t_Z = \frac{0,15}{0,0099} = 15,16s$$

kde:

$t_Z$   $[s]$  Potřebný čas na zvednutí nápravy

$v_{MZ}$   $[m \cdot s^{-1}]$  Rychlost zasouvání válce

$l_P$   $[m]$  Délka zdvihu teleskopického hydraulického válce

Průtok hydraulické kapaliny z jednoho válce

$$Q_{II} = S_P \cdot v_{MZ} \quad (76)$$

$$Q_{II} = 0,003117 \cdot 0,0099 = 3,08 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot s^{-1}$$

kde:

$Q_{II}$   $[m^3 \cdot s^{-1}]$  Průtok kapaliny z jednoho válce

$v_{MZ}$   $[m \cdot s^{-1}]$  Rychlost zasouvání válce

$S_P$   $[m^2]$  Plocha pístu

Průtok hydraulické kapaliny z obou válců

$$Q_{OD} = 2 \cdot Q_{II} \quad (77)$$

$$Q_{OD} = 2 \cdot 3,08 \cdot 10^{-5} = 6,16 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot s^{-1}$$

kde:

$Q_{OD}$   $[m^3 \cdot s^{-1}]$  Průtok z obou válců

$Q_{II}$   $[m^3 \cdot s^{-1}]$  Průtok kapaliny z jednoho válce

### Výpočet rychlosti kapaliny v odpadním potrubí

$$\begin{aligned}v_{OD} &= \frac{Q_{OD}}{S_{OD}} \\v_{OD} &= \frac{4 \cdot Q_{OD}}{\pi \cdot d_{OD}^2} \\v_{OD} &= \frac{4 \cdot 6,16 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot 0,01^2} = 0,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\tag{78}$$

kde:

$$\begin{aligned}v_{OD} & \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{Rychlost kapaliny v odpadním potrubí} \\Q_{OD} & \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{Průtok z obou válců} \\S_{OD} & \quad [\text{m}^2] \quad \text{Plocha odpadního potrubí} \\d_{OD} & \quad [\text{m}] \quad \text{Průměr odpadního potrubí}\end{aligned}$$

### Výpočet Reynoldsova čísla pro odpadní potrubí a určení typu proudění kapaliny

$$\begin{aligned}R_{E-OD} &= \frac{v_{OD} \cdot d_{OD}}{\nu_{40}} \\R_{E-OD} &= \frac{0,79 \cdot 0,01}{32 \cdot 10^{-6}} = 245,5 - \\245,5 &< 2320 \Rightarrow \text{jde o laminární proudění}\end{aligned}\tag{79}$$

kde:

$$\begin{aligned}R_{E-OD} & \quad [-] \quad \text{Reynoldsovo číslo odpadního potrubí} \\v_{OD} & \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{Rychlost kapaliny v odpadním potrubí} \\d_{OD} & \quad [\text{m}] \quad \text{Průměr odpadního potrubí} \\\nu_{40} & \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{Kinematická viskozita při 40°C}\end{aligned}$$

### Součinitel tření v kapalině pro laminární proudění v odpadním potrubí

$$\lambda_{OD} = \frac{75}{R_{E-OD}}\tag{80}$$

$$\lambda_{OD} = \frac{75}{245,5} = 0,31 -$$

kde:

$R_{E-OD}$   $[-]$  Reynoldsovo číslo odpadního potrubí

$\lambda_{OD}$   $[-]$  Součinitel tření v kapalině pro laminární proudění v odpadním potrubí

#### Tlaková ztráta v odpadním potrubí

$$\Delta p_{ZOD} = \frac{\lambda_{OD} \cdot l_{OD} \cdot v_{OD}^2 \cdot \rho}{2 \cdot d_{OD}} \quad (81)$$

$$\Delta p_{ZOD} = \frac{0,31 \cdot 5 \cdot 0,79^2 \cdot 921}{2 \cdot 0,01} = 43404 Pa = 0,043 MPa$$

kde:

$\Delta p_{ZOD}$   $[Pa, MPa]$  Tlaková ztráta v odpadním potrubí

$\lambda_{OD}$   $[-]$  Součinitel tření v kapalině pro laminární proudění v odpadním potrubí

$l_{OD}$   $[m]$  Délka odpadního potrubí

$d_{OD}$   $[m]$  Průměr odpadního potrubí

$v_{OD}$   $[m \cdot s^{-1}]$  Rychlost kapaliny v odpadním potrubí

$\rho$   $[kg \cdot m^{-3}]$  Hustota oleje

#### Tlaková ztráta na odpadním potrubí

$$\Delta p_2 = \Delta p_F + \Delta p_{ZOD} + \Delta p_{ZR1} + \Delta p_{ZR2} \quad (82)$$

$$\Delta p_2 = 0,5 + 0,043 + 0,1 + 0,02 = 0,3 MPa$$

kde:

$\Delta p_2$   $[Pa, MPa]$  Tlaková ztráta na odpadním potrubí

$\Delta p_F$   $[Pa, MPa]$  Tlaková ztráta na filtru

$\Delta p_{ZOD}$   $[Pa, MPa]$  Tlaková ztráta v odpadním potrubí

$\Delta p_{ZR1}$   $[Pa, MPa]$  Tlaková ztráta na prvním rozvaděči

$\Delta p_{ZR2} [Pa, MPa]$  Tlaková ztráta na druhém rozvaděči

### Kontrola výsledné síly

$$F' = p_{1-V} \cdot S_{MZ} - \Delta p_2 \cdot S_P \quad (83)$$

$$F' = 20,7 \cdot 2740 - 0,3 \cdot 3117 = 55842 N$$

$$F_{HV} < F' \Rightarrow OK$$

kde:

$p_{1-V} [Pa, MPa]$  Tlak za rozvaděči a před lineárními hydromotory

$\Delta p_2 [Pa, MPa]$  Tlaková ztráta na odpadním potrubí

$S_{MZ} [m^2]$  Plocha mezikruží

$S_P [m^2]$  Plocha pístu

$F_{HV} [N]$  Síla vyvozená hydraulickým válcem

$F' [N]$  Kontrolní síla

## **9) Vyřešení odpojení nápravy od hřídele**

Inspiruji se již zpracovaným řešením ve společnosti TATRA a to z důvodu zvládnuté technologie výroby, z čehož vyplývají výhody pro zadavatele práce. Odpojení nápravy od hřídele se bude provádět výsuvným prstencem s evolventním ozubením. Vysouvání se bude provádět pneumatickým přímočarým válcem. Náprava s hřídelem bude spojena neustále a při přivedení tlakového vzduchu pod válec, dojde k odpojení.

### **9.1) Výpočet malého evolventního spojení**

Průměr vstupního hřídele je  $d_H = 49 mm$  a maximální kroutící moment je  $M_{K-MAX} = 2500 Nm$ . Volím jmenovitý průměr evolventního ozubení  $D_I = 50 mm$ , modul  $m_I = 3$ , počet zubů  $z_I = 15$  a toleranční značky 9g.

Výpočet hlavových průměrů  $d_{a-I}$  a  $D_{a-I}$

$$\begin{aligned} D_{a-I} &= D_I - 0,2 \cdot m_I \\ d_{a-I} &= D_I - 2 \cdot m_I \end{aligned} \quad (84)$$

$$D_{a-I} = 50 - 0,2 \cdot 3 = 49,4mm$$

$$d_{a-I} = 50 - 2 \cdot 3 = 44mm$$

kde:

$D_{a-I}$  [mm] Velký hlavový průměr malého evolventního spoje

$d_{a-I}$  [mm] Malý hlavový průměr malého evolventního spoje

$D_I$  [mm] Jmenovitý průměr malého evolventního spoje

$m_I$  [-] Modul malého evolventního spoje

Výpočet středního průměru  $D_{S-I}$

$$D_{S-I} = \frac{D_{a-I} + d_{a-I}}{2} \quad (85)$$

$$D_{S-I} = \frac{49,4 + 44}{2} = 46,7mm$$

kde:

$D_{a-I}$  [mm] Velký hlavový průměr malého evolventního spoje

$d_{a-I}$  [mm] Malý hlavový průměr malého evolventního spoje

$D_{S-I}$  [mm] Střední průměr malého evolventního spoje

Výpočet síly působící na jeden zub malého evolventního spojení  $F_{1-I}$

$$F_{1-I} = \frac{2 \cdot M_{K-MAX}}{D_{S-I} \cdot 0,5 \cdot z_I} \quad (86)$$

$$F_{1-I} = \frac{2 \cdot 2500}{0,0467 \cdot 0,5 \cdot 15} = 14276Nm$$



kde:

$F_{1-I}$	$[N]$	Síla působící na jeden zub
$M_{K-MAX}$	$[Nm]$	Maximální krouticí moment
$z_I$	$[-]$	Počet zubů malého evolventního spoje
$D_{S-I}$	$[mm]$	Střední průměr malého evolventního spoje

#### Výpočet minimální délky $l_I'$

$$l_I' \geq \frac{2 \cdot F_{1-I}}{(D_{a-I} - d_{a-I}) \cdot p_D} \quad (87)$$

$$l_I' \geq \frac{2 \cdot 14276}{(49,4 - 44) \cdot 237} = 22,3mm$$

Volím délku malého evolventního spojení  $\Rightarrow l_I = 60mm$

kde:

$l_I'$	$[mm]$	Minimální délka účinné plochy malého evolventního spoje
$l_I$	$[mm]$	Zvolená délka účinné plochy malého evolventního spoje
$F_{1-I}$	$[N]$	Síla působící na jeden zub
$D_{a-I}$	$[mm]$	Velký hlavový průměr malého evolventního spoje
$d_{a-I}$	$[mm]$	Malý hlavový průměr malého evolventního spoje
$p_D$	$[MPa]$	Dovolený tlak, který je přímo úměrný dovolenému tahovému napětí

#### Kontrola malého evolventního spojení na otlačení

$$p_{OT-I} = \frac{2 \cdot F_{1-I}}{(D_{a-I} - d_{a-I}) \cdot l_I} \leq p_D \quad (88)$$

$$p_{OT-I} = \frac{2 \cdot 14276}{(49,4 - 44) \cdot 60} = 88MPa \leq 237MPa$$

kde:

$p_{OT-I}$	[MPa]	Kontrolní tlak na otláčení malého evolventního spoje
$l_I$	[mm]	Zvolená délka účinné plochy malého evolventního spoje
$F_{I-I}$	[N]	Síla působící na jeden zub
$D_{a-I}$	[mm]	Velký hlavový průměr malého evolventního spoje
$d_{a-I}$	[mm]	Malý hlavový průměr malého evolventního spoje
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak, který je přímo úměrný dovolenému tahovému napětí

## **9.2) Výpočet velkého evolventního spojení**

Vnitřní průměr prstence je  $D_{PR} = 84mm$  a maximální kroutící moment je  $M_{K-MAX} = 2500Nm$ . Volím jmenovitý průměr evolventního ozubení  $D_{II} = 85mm$ , modul  $m_{II} = 3 -$ , počet zubů  $z_{II} = 27 -$  a toleranční značky 9g.

### Výpočet hlavových průměrů $d_{a-II}$ a $D_{a-II}$

$$\begin{aligned} D_{a-II} &= D_{II} - 0,2 \cdot m_{II} \\ d_{a-II} &= D_{II} - 2 \cdot m_{II} \end{aligned} \tag{89}$$
$$\begin{aligned} D_{a-II} &= 84 - 0,2 \cdot 3 = 84,4mm \\ d_{a-II} &= 84 - 2 \cdot 3 = 79mm \end{aligned}$$

kde:

$D_{a-II}$	[mm]	Velký hlavový průměr velkého evolventního spoje
$d_{a-II}$	[mm]	Malý hlavový průměr velkého evolventního spoje
$D_{II}$	[mm]	Jmenovitý průměr velkého evolventního spoje
$m_{II}$	[–]	Modul velkého evolventního spoje

### Výpočet středního průměru $D_{S-II}$

$$D_{S-II} = \frac{D_{a-II} + d_{a-II}}{2} \tag{90}$$

$$D_{S-II} = \frac{84,4 + 79}{2} = 81,7mm$$

kde:

$D_{a-II}$  [mm] Velký hlavový průměr velkého evolventního spoje

$d_{a-II}$  [mm] Malý hlavový průměr velkého evolventního spoje

$D_{S-II}$  [mm] Střední průměr velkého evolventního spoje

Výpočet síly působící na jeden zub velkého evolventního spojení  $F_{1-II}$

$$F_{1-II} = \frac{2 \cdot M_{K-MAX}}{D_{S-II} \cdot 0,5 \cdot z_{II}} \quad (91)$$

$$F_{1-II} = \frac{2 \cdot 2500}{0,0817 \cdot 0,5 \cdot 27} = 4534Nm$$

kde:

$F_{1-II}$  [N] Síla působící na jeden zub

$M_{K-MAX}$  [Nm] Maximální krouticí moment

$z_{II}$  [-] Počet zubů velkého evolventního spoje

$D_{S-II}$  [mm] Střední průměr velkého evolventního spoje

Výpočet minimální délky  $l_{II}'$

$$l_{II}' \geq \frac{2 \cdot F_{1-II}}{(D_{a-II} - d_{a-II}) \cdot p_D} \quad (92)$$

$$l_{II}' \geq \frac{2 \cdot 14276}{(84,4 - 79) \cdot 237} = 7,1mm$$

Volím délku velkého evolventního spojení  $\Rightarrow l_I = 20mm$

kde:

$l_{II}'$  [mm] Minimální délka účinné plochy velkého evolventního spoje

$l_{II}$  [mm] Zvolená délka účinné plochy velkého evolventního spoje

$F_{1-II}$	$[N]$	Síla působící na jeden zub
$D_{a-II}$	$[mm]$	Velký hlavový průměr velkého evolventního spoje
$d_{a-II}$	$[mm]$	Malý hlavový průměr velkého evolventního spoje
$p_D$	$[MPa]$	Dovolený tlak, který je přímo úměrný dovolenému tahovému napětí

#### Kontrola velkého evolventního spojení na otlačení

$$p_{OT-II} = \frac{2 \cdot F_{1-II}}{(D_{a-II} - d_{a-II}) \cdot l_{II}} \leq p_D \quad (93)$$

$$p_{OT-II} = \frac{2 \cdot 4534}{(84,4 - 79) \cdot 20} = 84 MPa \leq 237 MPa$$

kde:

$p_{OT-II}$	$[MPa]$	Kontrolní tlak na otlačení velkého evolventního spoje
$l_{II}$	$[mm]$	Zvolená délka účinné plochy velkého evolventního spoje
$F_{1-II}$	$[N]$	Síla působící na jeden zub
$D_{a-II}$	$[mm]$	Velký hlavový průměr velkého evolventního spoje
$d_{a-II}$	$[mm]$	Malý hlavový průměr velkého evolventního spoje
$p_D$	$[MPa]$	Dovolený tlak, který je přímo úměrný dovolenému tahovému napětí

#### 10) Diskuze

Mnou zvolené řešení skýtá spoustu úskalí, protože hydraulický válec nelze odpojit a tedy při přejíždění nerovností a zapojení hydraulického obvodu na volnoběh dochází ke značným rychlostem vysouvání a zasouvání teleskopického hydraulického válce. Proto je zapotřebí sehnat potřebná těsnění. Výhodou tohoto řešení je, že mé řešení zabírá minimum místa. Jediné místo v rámu zabírá hydrogenerátor s nádrží, pojistnými ventily a filtrem. Jinak teleskopický hydraulický válec je umístěn v mechanicko-pneumatickém pérování nápravy TATRA. Což je další výhoda, protože je proti nečistotám chráněn manžetou mechanicko-pneumatického pérování.

## **11) Seznam použité literatury**

### **Literatura**

#### Internetové stránky

- 1) [www.tatra.cz](http://www.tatra.cz)
- 2) [www.wikipedia.cz](http://www.wikipedia.cz)
- 3) <http://www.boschrexroth.com>
- 4) <http://www.bucherhydraulics.com>
- 5) <http://www.rubena.cz/>

#### Textové podklady

- 1) Přednášky z částí a mechanismů strojů
- 2) Přednášky z mechaniky tekutin
- 3) Přednášky z aplikované mechaniky

### **Obrázky a tabulky**

<b>Obr.1</b>	Portrét Ignáce Šustaly	str. 10
<b>Obr.2</b>	Hans Ledwinka	str. 11
<b>Obr.3</b>	Tatra T-111	str. 12
<b>Obr.4</b>	Tatra T-138	str. 12
<b>Obr.5</b>	Tatra T-148	str. 12
<b>Obr.6</b>	Tatra T-813	str. 13
<b>Obr.7</b>	Tatra T-815	str. 13
<b>Obr.8</b>	Tatra Tern <sup>o</sup> 1	str. 14
<b>Obr.9</b>	Tatra Jamal	str. 14
<b>Obr.10</b>	ROSS R210	str. 15
<b>Obr.11</b>	Tatra T-810 ATS	str. 15
<b>Obr.12</b>	Tatra T-815-7	str. 16
<b>Obr.13</b>	Motor Tatra V-8	str. 17
<b>Obr.14</b>	Kabina CF85	str. 18
<b>Obr.15</b>	Motor PACCAR MX	str. 18
<b>Obr.16</b>	Centrální nosná roura	str. 20
<b>Obr.17</b>	Náprava	str. 20
<b>Obr.18</b>	Odpružení zadních náprav podvozku 6x6	str. 21
<b>Obr.19</b>	Odpružení zadní nápravy podvozku 4x4	str. 21
<b>Obr.20</b>	Kapalinový tlumič	str. 23
<b>Obr.21</b>	Jednoplášťový plyno-kapalinový tlumič	str. 24
<b>Obr.22</b>	Dvouplášťový plyno-kapalinový tlumič	str. 25
<b>Obr.23</b>	Dvouplášťový plyno-kapalinový tlumič s variabilním tlumením	str. 26
<b>Obr.24</b>	Graf výsledků měření sil vzhledem k pootočení nápravy	str. 28
<b>Obr.25</b>	Tabulka výsledků měření sil vzhledem k pootočení nápravy	str. 28
<b>Obr.26</b>	Fotka z měření sil vyvozených jednou polonápravou	str. 29
<b>Obr.27</b>	Rozložení sil	str. 30
<b>Obr.28</b>	Následné rozložení sil	str. 31
<b>Obr.29</b>	Závěrečné rozložení sil	str. 32
<b>Obr.30</b>	Kosínova věta	str. 34
<b>Obr.31</b>	Náčrt výkyvu poloos	str. 34
<b>Obr.32</b>	Vnitřní píst	str. 37

<b>Obr.33</b>	Tabulka typů vzpěrů	str. 39
<b>Obr.34</b>	Schéma teleskopického hydraulického válce	str. 42
<b>Obr.35</b>	Vnější válec	str. 44
<b>Obr.36</b>	Vnější píst	str. 46
<b>Obr.37</b>	Orientační obrázek teleskopického hydraulického válce	str. 48
<b>Obr.38</b>	Řez navrhovaným hruškovým kloubem	str. 63
<b>Obr.39</b>	Plocha mezikruží $S_s$	str. 63
<b>Obr.40</b>	Schéma hydraulického obvodu	str. 67
<b>Obr.41</b>	Tabulka hodnot hydraulického oleje	str. 68
<b>Obr.42</b>	Tabulka parametrů hydrogenerátoru BOSCH REXROTH	str. 69
<b>Obr.43</b>	Charakteristika hydrogenerátoru BOSCH REXROTH	str. 69
<b>Obr.44</b>	Tabulka parametrů teleskopického hydraulického válce	str. 70
<b>Obr.45</b>	Tabulka parametrů dvupolohového šesti-cestného ventilu	str. 71
<b>Obr.46</b>	Tabulka parametrů třípolohového čtyř-cestného ventilu	str. 71
<b>Obr.47</b>	Tabulka jednotlivých parametrů potrubí obvodu	str. 72

## **12) Přílohy**

### **Výkresy**

GRA087-01	Výkres sestavy teleskopického přímočarého hydromotoru
GRA087-01-01	Výrobní výkres vnějšího válce
GRA087-01-02	Výrobní výkres vnějšího pístu
GRA087-01-03	Výkres sestavy vnitřního pístu
GRA087-01-03-01	Výrobní výkres pístnice
GRA087-01-03-02	Výrobní výkres pístní hlavy
GRA087-01-04	Výrobní výkres vnějšího víčka
GRA087-01-05	Výrobní výkres vnitřního víčka
GRA087-01-06	Výrobní výkres hrušky #1
GRA087-01-07	Výrobní výkres hrušky #2
GRA087-01-08	Výrobní výkres protikusu hrušky #1
GRA087-01-09	Výrobní výkres protikusu hrušky #2
GRA087-02	Výkres sestavy spojky

Jako další příloha je CD-ROM s všemi výkresy teleskopického přímočarého hydromotoru v programu Inventor a příslušné výpočty v programu Excel.